最新汽车设计实用手册

主编　林秉华

（一）

黑龙江人民出版社

最新汽车设计实用手册

主编　林秉华

（二）

黑龙江人民出版社

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

最新汽车设计实用手册

主编　林秉华

（三）

黑龙江人民出版社

前　　言

汽车问世百余年来，特别是汽车产品的大批量生产及其汽车工业的大发展以来，汽车已经对世界经济大发展和人类进入现代生活产生了无法估量的影响，为人类社会的进步作出了不可磨灭的巨大贡献。为了让汽车设计者们更深入地把握“汽车设计”技术发展方向，我们组织了几十位从事汽车专业教学、汽车设计实践及汽车设计理论研究几十年地专家、教授共同编撰了《最新汽车设计实用手册》。

本书深入地贯彻了法定计量单位和国内地标准名词术语，并力求做到文字准确、简练、流畅，符合规范要求，插图正确，文图配合恰当，内容阐述循序渐进。总的来说从七个方面阐述了汽车设计，即：汽车总体设计概述、汽车造型设计、汽车发动机设计、汽车传动系统设计、汽车转向系统设计、汽车转向系统设计、汽车制动系统设计等七个方面。从这七个方面全面系统地介绍了汽车设计理论与设计技术地发展，汽车设计地内容、特点及其发展趋势以及一些最新成果，汽车设计地客观规律、初始决策与设计过程，汽车地产品型号，最优化设计与可靠性设计在汽车设计中的应用，以及一些今年来发展起来的新技术，例如离合器用的双飞轮扭转减振器、现在轿车的四轮转向与四轮驱动、制动的防抱死系统等。本书还增加了对这些现代汽车设计技术内容的论述，这是本书的一特色。

本书编写的指导思想和追求的目标是，力求使其内容既有理论意义又有实用价值，使它既可用作高等工科院校的“汽车技术”课的教材，又可作为完成汽车设计实践的参考书和工具书。用作教材，它要阐明汽车设计理论和设计计算方法，用作指导设计实践用的参考书和工具书，它不仅要给出设计计算方法，还应给出设计参考数据和尽量多的设计图表供设计员查寻、借鉴和参考。这也是本书的另一特色。

本书是众多专家学者几经易稿、呕心沥血共同编撰的大型工具书籍，但由于时间有限，缺点不足之处在所难免，敬请广大读者批评指正。

本书编委会

2005 年 6 月

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

编　委　会

主　编：林秉华
编　委：马金学　王士子　王瑞常　王进一　方东旭
方洪国　左东植　许镇庆　田德稼　李春华
李世忠　许长颖　刘荆波　刘敏田　汪玉兰
汪瑞启　陈兆祥　陈凤君　张洪欣　张法尧
张伟堂　苏希文　郑　韬　杨有乐　魏立志

目　录

第一篇　汽车总体设计概论

第一章　汽车设计概述 ……（3）
第一节　汽车设计的内容、特点及其发展趋势……（3）
第二节　汽车设计的宏观规律、初始决策与设计过程……（7）
第三节　汽车的产品型号 ……（10）
第二章　汽车类型的确定 ……（13）
第一节　按汽车的用途分类 ……（13）
第二节　按动力装置的类型分类 ……（14）
第三节　按车身或驾驶室及货箱的型式分类 ……（15）
第四节　按发动机排量分类 ……（18）
第五节　按汽车总长分类 ……（18）
第六节　按汽车总质量分类 ……（19）
第七节　按乘客座位数及汽车总质量分类 ……（20）
第八节　按汽车的轴数及驱动型式分类 ……（21）
第九节　按发动机与驱动桥在汽车上的位置分类 ……（21）
第十节　载货汽车按发动机、前轴、驾驶室的相对位置分类 ……（25）
第三章　汽车主要参数的选择 ……（27）
第一节　汽车主要尺寸参数的选择 ……（27）
第二节　汽车质量参数的确定 ……（31）
第三节　汽车主要性能参数的选择 ……（34）
第四章　汽车发动机的选型 ……（42）
第一节　发动机基本型式的选择 ……（42）
第二节　发动机主要性能指标的选择 ……（43）
第五章　轮胎的选定 ……（45）
第六章　汽车总布置图的绘制 ……（47）
第一节　汽车总布置草图 ……（47）
第二节　运动校核 ……（60）
第七章　汽车性能的优化匹配、预测和计算机模拟概述……（67）

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

第二篇 汽车造型设计

第一章 概述 …… (71)
第一节 汽车造型设计的特点、任务和要求 …… (71)
第二节 汽车外形发展史 …… (73)
第三节 汽车造型设计的基本特征及内容 …… (83)
第四节 汽车造型设计师 …… (84)
第二章 汽车外形分类及造型设计方法 …… (86)
第一节 汽车车身型体分类及特点 …… (86)
第二节 汽车造型的工作过程及方法 …… (96)
第三章 汽车造型的美学 …… (100)
第一节 汽车造型的形式美法则 …… (100)
第二节 视错觉的利用与矫正 …… (108)
第三节 汽车造型的技术美要求 …… (112)
第四章 汽车造型表现技法 …… (114)
第一节 透视 …… (114)
第二节 汽车表现技法概述 …… (116)
第三节 汽车表现技法的基础训练 …… (118)
第四节 汽车设计草图 …… (122)
第五节 汽车效果图 …… (126)
第五章 汽车模型制作技法 …… (134)
第一节 概述 …… (134)
第二节 模型材料 …… (135)
第三节 模型工具 …… (136)
第四节 汽车油泥模型制作 …… (139)
第五节 汽车石膏模型制作 …… (143)
第六节 汽车仿真材料模型制作 …… (144)
第六章 汽车色彩设计 …… (145)
第一节 色彩的基本知识 …… (145)
第二节 人的色彩视觉 …… (152)
第三节 色彩规律在汽车设计中的运用 …… (153)
第四节 汽车色彩设计的基本要求 …… (155)
第五节 汽车色彩设计的处理方法 …… (156)
第七章 汽车造型技巧 …… (157)
第一节 汽车的比例 …… (157)
第二节 汽车的动感和视觉规律 …… (158)
第三节 车身线形的组织技巧 …… (161)
第四节 车身的光学艺术效果 …… (163)
第八章 汽车造型设计 …… (166)

第一节　轿车的外形设计……（166）
第二节　客车的外形设计……（175）
第九章　汽车的装饰设计……（179）
第一节　汽车装饰的类别与特点……（179）
第二节　实用装饰件设计……（179）
第三节　纯装饰件设计……（188）
第四节　汽车标志设计……（190）
第十章　汽车室内设计……（196）
第一节　对汽车室内设计的要求……（196）
第二节　仪表板的造型设计……（196）
第三节　座椅造型设计……（201）
第四节　门护板造型设计……（202）
第五节　方向盘及手柄的造型……（205）

第三篇　汽车发动机设计

第一章　汽车发动机的工作原理及总体构造……（211）
第一节　汽车发动机的类型……（211）
第二节　往复活塞式内燃机的基本结构及基本术语……（212）
第三节　往复活塞式内燃机工作原理……（213）
第四节　发动机的总体构造……（219）
第五节　发动机的性能指标……（228）
第六节　内燃机产品名称和型号编制规则……（233）
第二章　机体组及曲柄连杆机构……（236）
第一节　曲柄连杆机构中的作用力及力矩……（236）
第二节　机体组……（237）
第三节　曲柄连杆机构……（251）
第四节　平衡机构……（286）
第三章　配气机构……（289）
第一节　配气机构的功用及组成……（289）
第二节　配气定时及气门间隙……（292）
第三节　气门组……（294）
第四节　气门传动组……（301）
第四章　化油器式发动机的燃油系统……（311）
第一节　汽油及其使用性能……（311）
第二节　燃油系统的功用及组成……（313）
第三节　发动机运转工况对可燃混合气成分的要求……（313）
第四节　现代车用化油器的基本结构及附属装置……（317）
第五节　典型化油器结构……（327）
第六节　电子控制化油器……（339）

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

第七节 辅助装置……（342）
第五章 汽油喷射式发动机的燃油系统……（346）
第一节 汽油喷射系统的分类……（346）
第二节 机械控制及机电混合控制汽油喷射系统……（348）
第三节 电子控制汽油喷射系统的基本类型……（353）
第四节 电子控制汽油喷射系统主要组件的构造和作用原理……（360）
第六章 柴油机燃油系统……（376）
第一节 柴油及其使用性能……（376）
第二节 柴油机燃油系统的功用及组成……（379）
第三节 喷油器……（382）
第四节 柱塞式喷油泵……（388）
第五节 分配式喷油泵……（396）
第六节 调速器……（404）
第七节 电控柴油机喷射系统……（415）
第八节 辅助装置……（418）
第九节 PT 燃油系统 ……（421）
第七章 进排气系统及排气净化装置……（428）
第一节 进气系统……（428）
第二节 排气系统……（432）
第三节 排气净化装置……（435）
第四节 强制式曲轴箱通风系统……（440）
第五节 汽油蒸发控制系统……（442）
第八章 发动机冷却系统……（443）
第一节 冷却系统的功用及组成……（443）
第二节 水冷系统主要部件的构造……（445）
第三节 风冷系统……（452）
第九章 发动机润滑系统……（455）
第一节 润滑系统的功用及组成……（455）
第二节 润滑剂……（456）
第三节 润滑系统主要部件的构造……（459）
第四节 机油冷却器……（464）
第十章 汽车发动机增压……（465）
第一节 概述……（465）
第二节 机械增压……（467）
第三节 涡轮增压……（469）
第四节 气波增压……（473）
第十一章 发动机点火系统……（476）
第一节 传统点火系统的组成与工作原理……（476）
第二节 点火时刻……（479）
第三节 传统点火系统主要元件的结构……（480）

第四节　半导体点火系统……（489）
第五节　微机控制点火系统……（501）
第六节　电源……（506）
第十二章　发动机起动系统……（516）
第一节　发动机的起动……（516）
第二节　起动机……（520）
第三节　电磁啮合式起动机……（525）
第四节　减速起动机和永磁起动机……（527）
第十三章　其它类型车用发动机……（531）
第一节　三角活塞旋转式发动机……（531）
第二节　燃气涡轮发动机……（539）
第三节　斯特灵发动机……（545）
第四节　电动汽车……（550）
第五节　压缩天然气汽车及液化石油气汽车……（554）

第四篇　汽车传动系统设计

第一章　汽车传动系概论……（565）
第一节　传动系的功用……（565）
第二节　传动系的类型……（566）
第三节　传动系的结构布置……（569）
第四节　机械传动系的工作特点及设计要求……（569）
第二章　离合器设计……（572）
第一节　离合器概述……（572）
第二节　离合器基本参数的确定……（607）
第三节　摩擦离合器的滑磨及其热工况……（610）
第四节　离合器工作过程的图分析法……（613）
第五节　摩擦离合器主要零件的设计计算……（615）
第六节　离合器操纵机构设计……（635）
第七节　离合器试验……（641）
第三章　变速器设计……（643）
第一节　变速器概述……（643）
第二节　变速器基本参数的确定……（681）
第三节　变速器齿轮的设计计算……（689）
第四节　变速器轴与轴承……（701）
第五节　同　步　器……（707）
第六节　副变速器与分动器……（713）
第七节　变速器试验……（716）
第四章　液力机械变速器设计与其他无级变速……（717）
第一节　液力变矩器……（717）

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

第二节 液力机械传动……（729）
第三节 液力变矩器及液力自动变速器试验……（748）
第四节 皮带和钢带式摩擦无级变速与链条无级变速……（748）
第五章 万向转动装置设计……（751）
第一节 万向传动装置概述……（751）
第二节 万向节传动的运动学及等角速传动条件……（768）
第三节 万向传动轴的设计计算……（773）
第四节 十字轴万向节传动的附加弯矩和惯性力矩……（777）
第五节 万向节的设计计算……（778）
第六节 万向传动轴试验……（783）
第六章 驱动桥设计……（784）
第一节 驱动桥概述……（784）
第二节 驱动桥总成的结构型式及布置……（801）
第三节 主减速器……（824）
第四节 差速器……（982）
第五节 驱动车轮的传动装置……（1048）
第六节 驱动桥壳……（1090）
第七节 转向驱动桥……（1112）
第八节 驱动桥总成及其主要零、部件的试验……（1113）
第九节 现代汽车的四轮驱动……（1129）

第五篇 汽车行驶系统设计

第一章 汽车行驶系概述……（1139）
第一节 行驶系概述……（1139）
第二节 汽车行驶系的载荷……（1141）
第二章 从动桥设计……（1144）
第一节 从动桥概述……（1144）
第二节 从动桥的结构型式……（1147）
第三节 从动桥的设计计算……（1150）
第四节 从动桥试验……（1157）
第三章 悬 架 设 计……（1158）
第一节 悬架概述……（1158）
第二节 悬架主要参数的确定……（1200）
第三节 汽车钢板弹簧设计……（1214）
第四节 扭杆悬架的设计……（1234）
第五节 螺旋弹簧悬架的设计……（1239）
第六节 空气悬架的设计……（1241）
第七节 油气弹簧的设计……（1246）
第八节 独立悬架导向机构的设计……（1249）

第九节　减振器的结构类型与主要参数的选择 …… (1252)
第十节　横向稳定杆的设计 …… (1257)
第十一节　主动悬架与半主动悬架 …… (1260)
第十二节　悬架试验 …… (1263)
第四章　轮胎与车轮 …… (1265)
第一节　轮胎 …… (1265)
第二节　车轮 …… (1272)
第三节　轮胎气压的调节系统 …… (1280)
第四节　轮胎与车轮的试验 …… (1281)
第五章　车架与车身设计 …… (1283)
第一节　概述 …… (1283)
第二节　车架的结构设计 …… (1287)
第三节　车架的制造工艺及材料 …… (1292)
第四节　车架的计算 …… (1292)
第五节　车架试验 …… (1315)
第六节　汽车车身 …… (1315)
第七节　车身设计方法 …… (1320)
第八节　人机工程学在车身设计中的应用 …… (1324)
第九节　汽车造型设计和空气动力学 …… (1331)
第十节　车身结构设计和碰撞安全性 …… (1339)
第十一节　车身试验 …… (1346)

第六篇　汽车转向系统设计

第一章　汽车转向系统概述 …… (1351)
第一节　概述 …… (1351)
第二节　转向器及转向操纵机构 …… (1354)
第三节　转向传动机构 …… (1362)
第四节　动力转向系 …… (1366)
第五节　转向油罐与转向油泵 …… (1379)
第二章　转向系的主要性能参数 …… (1382)
第一节　转向系的效率 …… (1382)
第二节　转向系的角传动比与力传动比 …… (1383)
第三节　转向器的传动间隙特性 …… (1386)
第四节　转向系的刚度及转向盘的总转动圈数 …… (1386)
第三章　转向器的结构型式选择及其设计计算 …… (1388)
第一节　循环球式转向器 …… (1388)
第二节　齿轮齿条式转向器 …… (1398)
第三节　球面蜗杆滚轮式转向器 …… (1400)
第四节　蜗杆指销式转向器 …… (1402)

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

第五节 变传动比转向器 …… (1403)
第四章 动力转向系设计 …… (1408)
第一节 概述 …… (1408)
第二节 动力转向的结构型式与布置方案 …… (1409)
第三节 动力转向的工作原理 …… (1410)
第四节 动力转向系的设计计算 …… (1413)
第五节 液压动力转向的工作特性 …… (1418)
第五章 转向传动机构设计 …… (1420)
第一节 概述 …… (1420)
第二节 转向梯形机构设计 …… (1421)
第二节 转向传动机构的臂、杆与球销 …… (1425)
第六章 转向操纵机构的防伤安全措施 …… (1429)
第七章 转向减振器 …… (1432)
第八章 轿车的四轮转向 …… (1434)

第七篇 汽车制动系统设计

第一章 汽车制动系统概述 …… (1441)
第一节 概述 …… (1441)
第二节 制动器 …… (1443)
第三节 人力制动系 …… (1469)
第四节 伺服制动系 …… (1476)
第五节 动力制动系 …… (1488)
第六节 制动力调节装置 …… (1511)
第七节 辅助制动系 …… (1523)
第二章 制动系的主要参数及其选择 …… (1529)
第一节 制动力与制动力分配系数 …… (1529)
第二节 同步附着系数 …… (1531)
第三节 制动强度和附着系数利用率 …… (1532)
第四节 制动器最大制动力矩 …… (1533)
第五节 制动器因数 …… (1534)
第六节 制动器的结构参数与摩擦系数 …… (1536)
第三章 制动器的设计计算 …… (1540)
第一节 制动蹄摩擦面的压力分布规律 …… (1540)
第二节 制动器因数及摩擦力矩分析计算 …… (1542)
第三节 制动蹄上的压力分布规律与制动力矩的简化计算 …… (1546)
第四节 摩擦衬片(衬块)的磨损特性计算 …… (1549)
第五节 制动器的热容量和温升的核算 …… (1551)
第六节 盘式制动器制动力矩的计算 …… (1551)
第七节 驻车制动计算 …… (1553)

第八节　具有增势作用的全盘式制动器的计算 ……（1553）
第四章　制动器主要零件的结构设计 ……（1555）
第五章　制动驱动机构的结构型式选择及设计计算 ……（1562）
第一节　制动驱动机构的结构型式选择 ……（1562）
第二节　制动管路的多回路系统 ……（1566）
第三节　液压制动驱动机构的设计计算 ……（1567）
第四节　气压制动驱动机构的设计计算 ……（1574）
第六章　制动力分配的调节装置 ……（1584）
第七章　汽车防抱制动系统 ……（1593）
第一节　概述 ……（1593）
第二节　防抱制动的基本工作原理和控制技术 ……（1595）
第三节　*ABS* 部件结构、功能和组成 ……（1602）

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

常用符号表

A——从动锥齿轮节锥距

A_m——从动锥齿轮中点锥距

B——轮距，B_1 为前轮距；B_2 为后轮距

B——圆锥齿轮与双曲面齿轮的齿侧间隙

C——轴承的额定动载荷

c——圆锥齿轮与双曲面齿轮轮齿的径向间隙

C_p——材料的弹性系数

d_{01}、d_{02}——分别为主、从动锥齿轮或双曲面齿轮的外圆直径

d_1、d_2——分别为主、从动锥齿轮或双曲面齿轮的节圆直径

E——双曲面齿轮偏移距

E——金属材料的弹性模量

F——圆锥齿轮与双曲面齿轮的从动齿轮齿面宽

F_a——轴向力

F_t——切向力

F_t——汽车的牵引力

f——摩擦系数

G——材料的剪切弹性模量

G_1、G_2——分别为汽车前、后轴对水平地面的荷重

G_a——汽车满载总重量

g_w——车轮（包括轮毂、制动器等）的重量

h——齿全高

h'_1、h'_2——分别为主、从动齿轮的齿顶高

h''_1、h''_2——分别为主、从动齿轮的齿根高

h_g——齿工作高

h_g——汽车质心高度

H_1——齿工作高系数

H_2——齿全高系数

i_0——驱动桥主减速比

i_{FH}——分动器高挡传动比

i_{FL}——分动器低挡传动比

i_g——变速器传动比

i_{gI}——变速器Ⅰ挡传动比

i_{LB}——轮边减速器传动比

i_{TL}——传动系最低挡传动比

J——圆锥齿轮与双曲面齿轮轮齿弯曲计算用和接触计算用综合系数

K——差速器的锁紧系数

K_a——螺旋锥齿轮与双曲面齿轮的从动齿轮齿顶高系数

K_f——圆锥齿轮与双曲面齿轮强度计算用表面质量系数

K_m——圆锥齿轮与双曲面齿轮强度计算用载荷分配系数

K_0——圆锥齿轮与双曲面齿轮强度计算用超载系数

K_s——圆锥齿轮与双曲面齿轮强度计算用尺寸系数

K_v——圆锥齿轮与双曲面齿轮强度计算用质量系数

k_d——动载荷系数

L——轴承的额定寿命

L_b——以工作小时数表示的轴承的额定寿命

M——弯矩

M_h——水平方向的弯矩

M_v——垂向弯矩

M_Σ——合成弯矩

m——齿轮模数，端面模数

m_2——汽车加速行驶时的质量转移系数（用于后桥壳的强度计算）

m'_1——汽车制动时的质量转移系数（用于前桥壳的强度计算）

n——安全系数

n——转速

n_e——发动机转速

n_p——发动机最大功率下的转速

n_T——发动机最大转矩下的转速

P——作用在齿轮上的圆周力

P_e——发动机功率

$P_{e\,max}$——发动机最大功率

P_m——齿面宽中点处的圆周力

p——单位齿长上的圆周力

r_d——刀盘的名义半径

r_r——车轮的滚动半径

S_1、S_2——主、从动锥齿轮的理论弧齿厚

T——转矩

T_e——发动机转矩

$T_{e\,max}$——发动机最大转矩

T_f——摩擦力矩

T_j——计算转矩

T_{je}——发动机最大转矩配以传动系最低挡传动比时作用在主减速器从动齿轮上的计算转矩

$T_{j\varphi}$——驱动车轮滑转时作用在主减速器从动齿轮上的计算转矩

T_{jm}——主减速器从动齿轮的平均计算转矩

T_v——粘性离合器的粘性转矩

t——圆锥齿轮的周节

v_a——汽车行驶速度

W——弯曲截面系数

W_v——垂向弯曲截面系数

W_h——水平弯曲截面系数

W_t——扭转截面系数

z——齿轮齿数

Z_{2L}、Z_{2R}——分别为左、右后驱动车轮的地面垂向反力

α——齿轮压力角

α——车轮外倾角

α——万向节主、从动叉轴夹角

β——中点螺旋角或名义螺旋角

β——主销内倾角

γ——主销后倾角

γ_1、γ_2——分别为圆锥齿轮与双曲面齿轮主、从动齿轮的节锥角

γ_{01}、γ_{02}——分别为主、从动齿轮的面锥角

γ_{R1}、γ_{R2}——分别为主、从动齿轮的根锥角

φ——轮胎与路面的附着系数

φ_1——轮胎与路面的侧向附着系数

η_D——差速器的效率

η_{DT}——差速器的传动效率

η_{LB}——轮边减速器的传动效率

η_T——汽车传动系效率

ξ——差速器的转矩分配系数

σ_c——挤压应力

σ_j——接触应力

σ_s——材料的屈服极限

σ_w——弯曲应力

σ_Σ——合成应力

$[\sigma]$——许用应力

τ——扭转应力

τ_s——剪切应力

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

第一篇
汽车总体设计概论

第一章　汽车设计概述

第一节　汽车设计的内容、特点及其发展趋势

汽车的设计开发工作是由根据市场调查及使用要求而制定的设计任务书开始的。

一、汽车设计的内容

汽车设计的内容包括整车总体设计、总成设计和零件设计。整车总体设计又称为汽车的总布置设计，其任务是使所设计的产品达到设计任务书所规定的整车参数和性能指标的要求，并将这些整车参数和性能指标分解为有关总成的参数和功能。在这项高层次的设计工作中，既有汽车各总成间的联系问题，又有人（司机和乘客）与汽车之间的联系问题。解决人车之间的联系问题属于人－机工程设计，它在汽车设计工作中占有极重要的位置。例如：驾驶操作空间尺寸的布置，车内乘客空间尺寸的布置，座椅尺寸参数与特性参数的选择，车身的外观造型与色彩，仪表板的造型及仪表的选型与布置，车身内饰材料与色彩的选择，汽车的驾驶视野，汽车的驾驶性能与乘坐性能等，这些与人的感觉与视觉有直接联系的方方面面，都会对汽车产品的设计质量、品位和市场竞争力产生巨大的影响。汽车总成设计的任务，主要是满足整车设计对总成功能和布置的要求，也有一个是否易于维修、保养的人－机关系问题。零件设计主要是满足总成的设计要求并解决强度、寿命和生产技术问题。“在完成前两个层次的设计时，还应取得整车的有关性能之间、相关总成的参数之间的理想匹配。

汽车是一种以数十万辆为经济生产规模的大批量、专业化、高水平生产的机械产品，又是和人们日常接触最多、使用最广泛、对社会和人民生活有密切关系的高速机动交通工具，其使用地区广阔，使用条件复杂多变，在使用中要消耗大量的燃料、润滑油、轮胎及维修用的零配件。为了满足不同的使用要求，应有不同型号、不同品种、不同承载容量的汽车供用户选择。

二、汽车设计的特点和要求

1. 零件标准化、部件通用化、产品系列化

由于汽车的产量大、品种及型号多，设计中实行零件标准化、部件通用化和产品系列化，可简化生产，提高工效，保证产品质量，降低生产成本，减少配件品种，方便维修。

所谓“系列化”是指制造厂为了能供应各种型号的产品（可为汽车，亦可为总成和部件），又能进行大量生产，而将产品合理分档，组成系列，并考虑各种变型。例如驱动型式为 4×4 的越野汽车加上一根驱动桥则可变成 6×6 的越野汽车，加上两根则又可变成 8×8 的越野汽车，组成系列；发动机可按缸数分为 4 缸、6 缸或 V6 缸、V8 缸等组成系列。这样即可以较少的基本型衍生出较多的系列产品，以满足广泛的需要。

所谓“通用化”是指在同一系列或总质量相近的一些车型上，采用通用的总成或部件，

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

以简化生产。

所谓“标准化”是指在设计中广泛采用标准件，以利于组织生产、提高质量、降低造价和方便维修。

2. 考虑使用条件的复杂多变

为了使所设计的汽车产品在全国和全世界这样的广阔市场上具有竞争力，设计中就要充分考虑提高其对复杂多变的使用条件的适应性。特别应注意热带、寒带等不同的气候条件和高原、山区、丘陵、沼泽、沿海等不同的地理条件，以及燃料供应、维修能力等不同的使用条件对汽车结构、性能、材料、附件等的特殊要求。例如：在高原地区发动机应增压；在热带地区要考虑车厢的隔热、空调或通风；在寒带要考虑发动机的冷起动；在山区则应提高汽车的爬坡能力并附加发动机排气制动等。

3. 重视汽车使用中的安全、可靠、经济与环保

良好的使用性能显然是各种产品的设计者都要追求的目标，汽车设计者更是如此。所不同的是汽车的使用性能是多方面的（例如：动力性、燃油经济性、制动性、操纵稳定性、平顺性、舒适性、通过性以及可靠性、耐久性、维修性和对环境保护的影响性能等），而且在某些性能之间有时是相互矛盾的。因此，汽车设计的特点还在于：要在给定的使用条件下，协调各种使用性能的要求、优选各使用性能指标，使汽车在该使用条件下的综合使用性能达到最优。特别要重视使用中的安全、可靠、经济与环保。

4. 车身设计既重视工程要求更注重外观造型

汽车车身的外形、油漆及色彩是汽车给人们的第一个外观印象，是人们评价汽车的最直接方面，也是轿车的重要市场竞争因素，是汽车设计非常重要的内容。车身造型既是工程设计，又是美工设计。从工程设计来看，它既要满足结构的强度要求、整车布置的匹配要求和冲压分块的工艺要求，又要适应车身的空气动力学的要求而具有最小的风阻系数；从美工设计来看，它应当适应时代的特点和人们的爱好，要像对待工艺品那样进行美工设计，给人以高度美感，起到美化环境的作用。

5. 在保证可靠性的前提下尽量减小汽车的自身质量

和固定的机械设备不同，作为运输用的汽车其自身质量直接影响其燃油经济性。和单件生产、小批量生产的产品不同，作为大批量生产的汽车，减小其自身质量可节约大量的制造材料，降低生产成本。合理地减小汽车的自身质量对汽车工业和汽车运输业会带来巨大的经济效益。最优化设计方法可满足这方面的设计要求。

6. 设计要在有关标准和法规的指导下进行

除设计图纸的绘制与标注应按有关国家标准进行外，汽车设计还应遵守与汽车有关的一些标准与法规。中国汽车工业标准包括与国际基本通用的汽车标准和为宏观控制汽车产品性能和质量的标准，它包括国家标准、行业标准和企业标准。汽车标准又分为强制性标准和推荐性标准。强制性标准主要有：整车尺寸限制标准、汽车安全性标准、油耗限制标准、汽车排放物限制标准及噪声标准。为使我国汽车产品进入世界市场，设计时也应考虑到国际标准化组织汽车专业委员会（ISO/TC22）制订的一些标准和美国标准协会标准（ANSI）、美国汽车工程师协会（SAE）标准、日本工业标准（JIS）、日本汽车标准组织（JASO）标准、日本汽车车身工业协会标准（JABIA）、日本汽车轮胎标准（JATMA）、日本汽车用品工业协会标准（JARP）、日本蓄电池工业协会标准（SBA）以及欧洲经济委员会（ECE）、欧洲经济共同体（EEC）所制订的汽车法规。文献给出了中国汽车标准目录、ISO 汽车标准目录及 ECE 汽

车法规目录。

7. 汽车设计是考虑人机工程、交通工程、制造工程、运营工程、管理工程的系统工程

汽车是由人来驾驶和乘坐的，因此其设计必须考虑这种人－车关系，即操纵要方便、乘坐要舒适。汽车是一种交通工具，其设计必须符合交通工程的要求，例如转向盘的左置或右置、灯光与显示系统、车高车宽与轴荷等均要符合交通法规。设计师必须懂得制造工艺，使所设计的零件制造工艺性好，易于加工，便于装配，适于大批量生产；所设计的汽车使用性能要好、运输效率要高、便于维修保养，以得到高的运营效益；汽车设计还应符合有关管理部门制订的汽车产品型谱及一切与汽车有关的管理法规。

三、当代汽车设计的注重点及发展趋势

近年来集中表现在重视安全、节能和环保。当然，舒适、平稳、快速及操纵方便、可靠，也一直是设计所追求的目标，尤其是可靠性，始终是作为衡量产品质量最重要的一项指标。

随着高速公路的发展及汽车车速的提高，行驶安全性已成为汽车设计及试验研究的最重要的课题，它包括主动安全性和被动安全性。美日欧各大汽车公司在这方面都做了大量的设计、开发和试验研究工作。在主动安全性方面，早在 80 年代初，美国通用汽车公司就推出了几种汽车夜行安全系统（例如，转向照明灯可照射转弯方向的照明死角）和紧急制动装置；日本丰田汽车公司迄今已有多种汽车安全驾驶系统进入工业性试验阶段，包括监视司机打瞌睡、酒后驾驶和自动刹车装置；通用汽车公司已在别克（Buick）等轿车上采用了电热除霜外后视镜、电化车厢内后视镜、后窗除霜器等。在后面车辆的强光照射下，电化后视镜面会自动变暗，减弱反射强度，为司机提供清晰的视野，保持对后方路况的正确判断，以提高行驶安全性；德国大众汽车公司已开发出自动避免碰撞系统；奔驰汽车公司早在 80 年代就采用了防抱死制动系统（ABS，anti-lock braking system）装置，当前这种防抱死制动系统装置已为中高级以上的轿车所普遍采用。许多车并配有牵引力控制系统（TCS），利用 ABS 系统感应器监测车轮是否打滑，一旦打滑，TCS 系统便马上通过调整发动机功率、变速器输出和 ABS 来改变打滑车轮的驱动力，保证司机在任何情况下都能驾驶自如。另外，采用汽车动态稳定性控制系统（VDC）和自动巡航控制系统，也是提高汽车主动安全性的重要措施。随着国际上对智能交通系统（ITS）研究的不断深入和 ITS 计划的逐步实施，各种汽车动力学控制方法将会逐步地集成在汽车上，通过系统的综合调节，实现汽车全工况的高度安全行驶。有些发达国家已进行或正在进行这种综合控制的研究与开发，使汽车动力学控制向智能化方向前进。在夜间照明方面，法国雪铁龙汽车公司在 DS 型汽车上采用了有特色的双大灯，其光束可随着汽车前轮转向而转向以照亮拐弯方向的深处；德国波舍公司推出了一种新型汽车前大灯系统，它是两个各由 8 个灯泡组成的复杂的光学组合体，每个灯泡的照射角度都不同，由电子计算机控制，并分“城市”、“高速公路”、“一般公路”3 个使用档位，以满足不同使用情况下对灯光的不同要求并防止对方来车时司机目眩。尽管现在已有了双焦距后视镜，但驾驶者对汽车两侧的可视范围仍然是有限的，总还存在看不见的死角，这是造成 25%小事故和 15%严重事故的根源，“防死角雷达”可解决这一问题。为此，西门子公司发明了一种装在汽车两侧并最好与后灯合并装在一起的红外线雷达。这种雷达能在可视范围内发现任何不动和移动的物体。当汽车想向一侧并线，那么在打开该侧转向指示灯的同时也就打开了该侧雷达，这时就能通过声或光显示出该侧是否有车辆。至于为提高显示效果而设置

本作品为本人原创，未经授权不得转载

的高位制动信号灯和为防止后座儿童在行车中自行开门的安全锁等安全装置，则已为现代汽车所普遍采用。轮胎气压对安全行车、油耗和轮胎的寿命都起着重要作用，现代汽车可采用轮胎气压监测器，一旦气压不够，仪表上就会马上显示。在被动安全性方面，众所周知，安全带（应包括腰带和肩带，并应同时使用）在汽车一旦发生碰撞时会保护司机和乘客避免前冲撞击而伤亡。继安全带之后，自 90 年代初在一些汽车上又出现了安全气囊。起初是装在方向盘中心，当汽车以某一或更高的行驶速度撞车时，气囊会在撞车后 0.026s 内张开，将司机和方向盘隔开，从而保护司机，避免伤亡。这种气囊能大大提高被动安全性，已推广到其他座位及侧向安装。为了提高汽车的被动安全性，近年来在车身或车架的结构上也采取了一些措施，例如设置在车身前部或尾部可大大地吸收汽车撞击能量的结构件“ crumple zone ”及吸能保险杠，设置在车门内外板间的纵置管梁“ steel side-impact beam ”或称“ steel side door beam ”，后者在汽车受到侧向碰撞时，可阻止车门向里变形，以保护乘客。

从 1973 年石油危机开始，由于世界性的节油要求，提高汽车的燃油经济性的任务更显得紧迫。有的国家为此而制订了法规，并不断提高汽车油耗的限额标准，用户也都愿购燃油经济性好的汽车。改进汽车系统工程技术（如改进动力系统以降低燃油消耗率，优化发动机与传动系的参数匹配，减小汽车的自身质量，改善车身造型降低风阻损失等），使用代用燃料以及改善交通管理，均为有效的节能措施。提高汽车构件中的铝合金、镁合金以及聚合物等新材料的比重，使轿车小型化、轻型化以减小汽车的自身质量，是节能的重要手段，也是一种发展趋势。例如：国外汽车上用的工程塑料在 1983 年约占空载汽车总质量的 7%，到 1990 年则达到 12%，为 125kg/辆。1994 年德国奥迪汽车公司曾宣布在两年内基本淘汰钢板车身而改为铝结构，使车辆减轻 100kg，每百公里油耗降低 0.5 ~ 0.84L；美国福特汽车公司近期推出由铝制造的“ 水星黑貂 ”轿车，使车辆减轻了 180kg。汽车采用铝及铝合金材料，具有车轻、不锈、节能、材料可再生利用、减小废弃物污染等优点。

1993 年美国提出 PNGV（partnership for a new generation of vehicles）科技开发项目。参加项目的有 8 个联邦政府机构、三大汽车公司、众多的国家重点实验室、大学、其他研究机构以及上千个汽车零部件供应商等企业，其目标是到 2004 年研制并投产一种性能不低于现在的发动机排量约为 2.8 ~ 3.0L 的轿车，其废气排放要达到超低水平，油耗应达到 3L/100km（即 1 u.s.gal 燃油行驶 80 mile）。

在“ 绿色浪潮 ”的冲击下，减轻汽车废气排放及噪声对环境的污染已成为市场竞争的重要指标，而节能与减轻排气污染又紧密相关。因此，世界各大汽车制造厂家都在积极采取措施，改进设计，减轻污染，甚至提出了“ 零污染排放及节能汽车 ”目标。例如：美国福特汽车公司采用汽油电离子分解器使汽油燃烧更彻底，既节省了燃料，又净化了排气，达到环保的目的。三元催化转化器可将尾气中的有害物质转化为无害气体，净化排气，已为现代汽车所普遍采用。日本五十铃汽车公司安装的消污节能装置，可使汽车在起动、加速时排出的废气减少 80%，几乎没有黑烟排出，可节省燃料 25%。为了解决对环境的保护问题，各国都在加紧研究和开发实用性的电动汽车和混合动力汽车。

为保护环境而推出的无氟空调系统已为现代汽车所采用。

当前，在发达国家中，一种新的设计思想即所谓“ 绿色设计 ”已被制造厂家普遍接受，其要点就是设计师在设计产品时，就考虑到当它达到使用寿命后，可被重复利用，或可被安全地处理掉而无污染。对于汽车，20 世纪末，欧洲约有 2 000 万辆汽车报废。为了收回如此之多的汽车，宝马和其他欧洲汽车厂商已经开始建立汽车拆卸实验厂，拆下的材料可以回

收。目前，宝马汽车自身总量的80%可回收利用，而它的目标是95%。

随着现代汽车向高速化和轻量化方向发展，振动和噪声控制日益成为汽车设计的一项关键技术。因此，国际上近十年来形成的一个新的工程领域——NVH（noise，vibration and harshness）控制技术，亦在汽车工业科技界的科研中占据了重要位置，以改善轿车的NVH控制性能。

现代汽车设计除已表现出的上述重点和发展趋势外，随着电子计算机的飞速发展和广泛应用，汽车产品也和其他许多领域的产品一样，也越来越多地引进了微处理机、各种传感器和调节装置，使汽车产品由单一的机械产品向机－电－仪一体化的产品过渡，并逐步向自动控制和智能化方向发展。例如汽油发动机的电控燃料供给系统、变速器的电控自动换档装置、制动器的电控防抱死装置、悬架（主动悬架和半主动悬架）的自动调节和半自动调节、车门锁的遥控开启和锁住及自动防盗报警、门玻璃的电控升降、安全气囊的自动开启、雷达防撞装置等等，都是这一发展趋势的成果。由此可见，现代汽车设计已不再是单一的机械设计，而是要综合运用多方面的基础理论、技术基础理论、专业知识和许多当代技术成就而进行的一种交叉学科的现代化设计。

第二节　汽车设计的宏观规律、初始决策与设计过程

通常人们对事物观察的一种方法是由宏观入手，首先观察事物的整体，研究其特征、功能、运行规律以及与周围事物的联系，形成对整体的全面认识后再深入观察其内部的各个部分，以至进行某一方面的微观研究；另一种方法是沿相反路线进行，即从微观入手，首先去剖析事物的某一局部，这样将各个局部都一一研究透后再形成整体概念。汽车设计尤其是新车型设计，是根据社会对该车型的使用要求而提出的整车参数与性能指标进行设计的，显然，那只能从宏观入手，即从整车的总体设计开始，然后通过总体设计的分析与计算，将整车参数和性能指标分解为有关总成的参数和功能后，再进行总成和部件设计，进而进行零件甚至某一更细微的局部设计与研究。

设计与开发一种新车型并不是仅仅为了追求新颖，而是为了满足一定的社会需要和获得一定的经济效益，这是设计的宏观目的。此外，对于某一具体车型来讲还会有更直接的目的。

一、汽车设计的直接目的

（1）提高汽车的技术水平，使其承载能力更强，使用性能更好，更安全，更可靠，更经济，更舒适，更机动，更方便，动力性更好，污染更少；

（2）改善汽车的外观造型，特别对轿车来讲改善车身艺术效果，使其更美观、更科学、更新颖、更有时代感，往往是车型设计的重要目的，也是提高市场竞争力的重要手段；

（3）改善汽车的经济效果，调整汽车在产品系列中的档次，以便改善其市场竞争地位并获得更大的经济效益。

产品设计的目的性明确以后，设计工作就有了重点和方向。接着应当考虑产品设计的时间性或时代感。设计开发一种车型需要一定时间，因此，在新车型设计时，不应以当前的技术水平和社会需要为依据，而应以几年后当产品推向市场并在一定时期内的先进技术水平和社会需要为目标，这就要求设计者要能掌握汽车技术的发展趋势，具有预见性和推断能力。

试读结束：需要全本请在线购买：www.ertongbook.com

关于汽车设计工作的方针、路线，由于情况复杂，不同车型设计工作的方针、路线不可能是一成不变的，但在存在特点与个性的同时也有其共性。

二、一般汽车设计工作的通用方针

（1）汽车的选型应根据汽车型谱、市场需求、产品的技术发展趋势和企业的产品发展规划进行。

（2）选型应在对同类型产品进行深入的市场调查、使用调查、生产工艺调查、样车结构分析与性能分析及全面的技术、经济分析的基础上进行。新车型应是技术先进、实用、经济、美观、畅销的产品。

（3）应从已有的基础出发，对原有车型和引进的样车进行分析比较，继承优点，消除缺陷，采用已有且成熟可靠的先进技术与结构，开发新车型，以使新车型的设计脚踏实地，少走弯路。

（4）应从解决设计中的主要矛盾或关键问题入手，依次解决设计方案中的其他问题和要求。通常方案要多次修改才能基本满足各项要求。

（5）设计应遵守有关标准、规范、法规、法律，不得侵犯他人专利。

（6）力求零件标准化、部件通用化、产品系列化。

（7）设计要从严要求。为防止发生严重的错误，每步都应进行检查，每阶段应作可能进行的实践考验，高质量地完成设计任务。

汽车设计的工作方针是汽车设计工作的指导思想，而设计原则则是指导设计的准则，它包括对产品在技术先进性、制造工艺性、结构继承性、零件标准化与部件通用化程度及生产成本等主要技术一经济方面的要求及对汽车变型的规定，同时要规定在各种使用性能中优先保证的主次。有了正确的工作方针和设计原则，汽车设计就有了明确的方向。

为了很好地完成汽车设计任务，需要有一支专业齐全、富有经验、团结协作的设计队伍及设备完善的试制、试验研究基地，也需要有工艺人员的配合。

确定开发对象是企业领导的责任。初始决策的正确与否，对企业关系重大，甚至会影响企业的兴衰存亡，必须慎重对待。

通过对汽车设计工作的宏观考察，即可概括地认识它的全貌、特征以及支配它的宏观规律。有了这个基础，就可进而分析其设计过程。

从作出设计的初始决策到第一辆成品车装配下线的整个期间，称为新产品开发的先行期，它是由汽车设计和生产准备两个阶段交错组成，其长短视工作量的大小和开发力量的强弱而定，一般最快也得两年左右。

三、汽车设计过程

（1）调查研究与初始决策：其任务是选定设计目标，并制定产品设计工作方针及设计原则。调查研究的内容应包括：老产品在服役中的表现及用户意见；当前本行业与相关行业的技术发展，特别是竞争对手的新产品与新技术；材料、零部件、设备和工具等行业可能提供的条件；本企业在科研、开发及生产方面所取得的新成果等等，它们对新产品设计是很有价值的。

（2）总体方案设计：其任务是根据领导决策所选定的目标及对开发目标制定的工作方针、设计原则等主导思想提出整车设想，因此又称为概念设计（concept design）或构思设计。

为此要绘制不同的总体方案图（比例为 1∶5）供选择。在总体方案图上进行初步布置和分析，对主要总成只画出大轮廓而突出各方案间的主要差别，使方案对比简明清晰。经过方案论证选出其中最佳者。

(3) 绘制总布置草图，确定整车主要尺寸、质量参数与性能指标以及各总成的基本型式。在总布置草图上要较准确地画出各总成及部件的外形和尺寸并进行仔细的布置；对轴荷分配和质心高度作计算与调整，以便较准确地确定汽车的轴距、轮距、总长、总宽、总高、离地间隙、货厢或车身地板高度等，并使之符合有关标准和法规；进行性能计算及参数匹配。

(4) 车身造型设计及绘制车身布置图：绘制不同外形、不同方向、不同色彩的车身外形图；制作相应造型的 1∶5 整车模型；从中选优后再制作 1∶5 或 1∶1 的精确模型。经征求意见、工艺分析评审及风洞试验后作进一步修改，审定后用三坐标测量仪测量车身模型坐标点并用与之联机的 CAD 系统绘制车身图及相应的车身布置图。

随着计算机技术的飞速发展，直接在计算机上构造车身的三维形态已成为可能，并且可以根据设计者的要求，方便迅速地对计算机屏幕所显示的车身造型进行各种修改，能在计算机屏幕上产生不同投视方向的生动逼真的产品三维外形图。因此，要提高车身的设计质量，缩短设计周期，可以将车身造型的手工设计和绘制不同方向外形图的工作移到计算机上进行，在计算机上进行交互式设计，得到满意结果后再制作模型以及进行上述的其他后续工作。

(5) 编写设计任务书：作为对以后的设计、试验及工艺准备的指导和依据。其内容常包括：任务来源、设计原则和设计依据；产品的用途及使用条件；汽车型号、承载容量、布置型式及主要技术指标和参数，包括空车及满载下的整车尺寸、轴荷及性能参数，有关的可靠性指标及环保指标等；各总成及部件的结构型式和特性参数；标准化、通用化、系列化水平及变型方案；拟采用的新技术、新结构、新装备、新材料和新工艺；维修、保养及其方便性的要求；续驶里程；生产规划、设备条件及预期制造成本和技术经济预测等。有时也加进与国内外同类型汽车技术性能的分析和对比等。有的还附有汽车总布置方案草图及车身外形方案图。

(6) 汽车的总布置设计：其主要任务是根据汽车的总体布置及整车性能提出对各总成及部件的布置要求和特性参数等设计要求；协调整车与总成间、相关总成间、总成与有关部件间的布置关系和参数匹配关系，使之组成一个在给定使用条件下的使用性能达到最优并满足设计任务书所要求的整车参数和性能指标的汽车。其具体工作有：

1) 绘制汽车总布置图：它是在总布置草图和各总成、部件设计的基础上用 1∶1 或 1∶2 的比例精确地绘出，用于精确控制各部尺寸和位置，为各总成和部件分配准确的布置空间，因此又称为尺寸控制图。要特别注意汽车整体布置的合理性，驾驶室和车厢内部布置应具有视野性好、驾驶操作方便、座位舒适、安全，维修方便等特点。

2) 根据总布置设计确定的整车参数和性能指标提出对各总成和部件的设计要求：包括结构型式、特性参数、尺寸与质量限制等。提供整车有关数据与计算载荷等。

3) 绘制转向车轮跳动等有关部分的运动图：用于校核布置空间以避免发生运动干涉。

4) 确定有关总成和部件支承的型式、结构参数与特性等，特别是对发动机前后支承、驾驶室支承和排气管支承的位置和刚度要精心选择。

5) 确定各总成的质心位置，核算汽车空载和满载时的轴荷分配及整车质心高度。

机械工业出版社版权所有 请勿网络传播 违者必究

6）制作模型进行布置空间的校核：通常制作 1:1 的车身内、外模型来检查驾驶操作及上下车的方便性、视野范围、乘坐空间及舒适性等。

7）汽车总成、部件及零件的选型与设计：其任务除了要保证总成和整车的性能指标外，还要考虑零部件本身的强度、寿命与可靠性等问题。

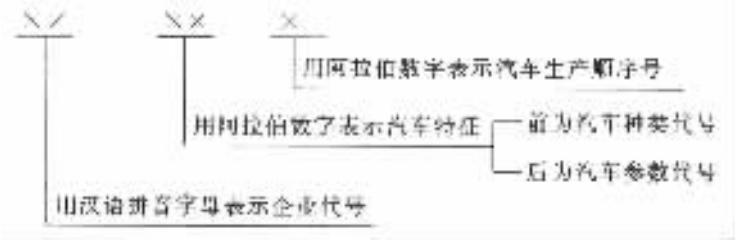
8）设计图纸的工艺审查及必要的修改。

9）绘制汽车总装配图：其目的是进行图面装配校核，仔细检查相连接总成及部件的连接关系、连接部分的尺寸与配合以及拆装的方便性；核算与标注汽车整车和有关总成与部件的安装尺寸链，为汽车总装作技术准备和提供依据。

10）试制、试验、修改与定型：设计完成后投入样品试制时，应考虑有一定数量的零部件和总成投入台架试验，至少有 3～4 辆样车投入整车室内试验与道路试验，因为试验尤其是道路试验始终是考验汽车的设计与制造工艺最重要和不可代替的手段。试制与试验中暴露出的设计问题应及时解决并记录在档，作为修改设计的依据。注意了解制造和装配中的工艺问题及质量控制情况并及时把关，杜绝不合格的样品装车。要查明整车、总成及零部件的尺寸参数、质量参数、性能参数是否符合设计要求及问题所在，以便修改图纸或采取其他措施予以纠正。应按有关标准、法规进行全面的试验，以检查新产品的各项性能指标。实践是检验真理的最终标准，汽车试验也是一样，在汽车设计定型中起着关键的作用。

第三节 汽车的产品型号

我国于 1959 年颁布了汽车专业标准 130－59《汽车产品编号规则》，1961 年又提出了《关于汽车产品编号规则的补充意见》，规定我国汽车产品型号由两个汉语拼音字母和三个阿拉伯数字编排：



企业代号一般为汽车制造厂的拼音缩写，例如：BJ（北京）、NJ（南京）、SH（上海）、JN（济南）、SX（陕西）、CO（川汽）、EO（二汽）、CA（中国一汽，系 1955 年沿用至今）。

汽车特征以两位阿拉伯数字表示，见表 1－1－1。

生产顺序号以一位阿拉伯数字表示。

举例：EQ140 汽车是第二汽车制造厂生产的最大装载质量为 5t 的第一种车型的载货汽车。

1988 年我国又颁布了国家标准 GB9417—88《汽车产品型号编制规则》。该标准规定自 1989 年 1 月 1 日起，新设计的汽车及半挂车的型号，一律按新标准来确定，并规定汽车的产品型号由企业名称代号、车辆类别代号、主参数代号、产品序号组成，必要时可附加企业自定代号（见图 1－1－1）。对于专用汽车及专用半挂车，还应增加专用汽车分类代号（见图 1－1－2）。

表 1－1－1　汽车特征（车型的数字代号）

名　称	种类代号	参数代号								
		1	2	3	4	5	6	7	8	9
三轮汽车	0	－0.25	＞0.25 －0.5	＞0.5 －1.0	＞1.0 －1.5	＞1.5 －2.0				
载货汽车	1	－0.6	＞0.6 －1.5	＞1.5 －3.0	＞3.0 －5.0	＞5.0 －9.0	＞9.0 －15			
越野汽车	2	－0.6	＞0.6 －1.0	＞1.0 －2.0	＞2.0 －4.0	＞4.0 －7.0	＞7.0 －12.0	＞12.0 －15.0		
自卸汽车	3			－2.5	＞2.5 －4.5	＞4.5 －7.5	＞7.5 －15.0	＞15.0 －30.0	＞30.0 －50.0	＞50.0
牵引汽车	4									
专用汽车	5									
客　车	6	－8	＞8 －15	＞15 －22	＞22 －30	＞30 40	＞40			
轿　车	7	－0.4	＞0.4 －0.7	＞0.7 －1.3	＞1.3 －2	＞2 －3	＞3 －4.5	＞4.5 －6.0		
挂　车	8	－0.5	＞0.5 －1.0	＞1.0 －2.0	＞2.0 －3.0	＞3.0 4.0	＞4.0 －7.5	＞7.5 ＞25.0	＞25.0 －70.0	
半挂车及长货挂车	9	－5.0	＞5.0 －7.5	＞7.5 －10.0	＞10.0 －18.0	＞18.0 －32.0	＞32.0 －50.0	＞50.0 －80.0	＞80.0 －120.0	＞120.0 －200.0

说明：(1) 表中数字对客车表示乘客座位数，轿车表示发动机排量（L），其余汽车表示最大装载质量（t），其中越野汽车为在越野条件下的最大装载质量，其他则为公路条件下的最大装载质量；

(2) 客车的座位数为定型号时的参考数据。

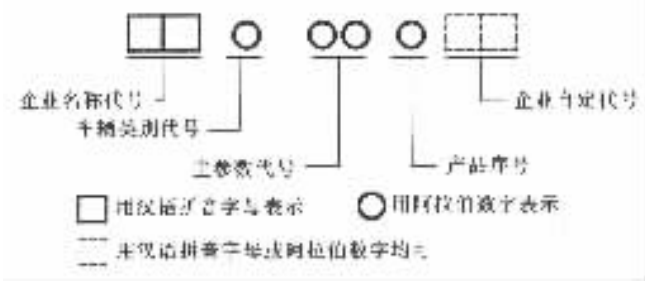


图 1－1－1　汽车产品型号的构成

企业名称代号一般为汽车制造企业的汉语拼音缩写，例如：BJ（北京）、SH（上海）、

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

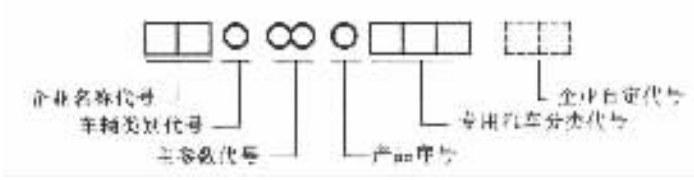


图 1－1－2 专用汽车及专用半挂车产品型号的构成

EQ（二汽）、CA（中国一汽）等。车辆类别代号按表 1－1－2 规定。

表 1－1－2 车辆类别代号

车辆类别代号	车辆种类	车辆类别代号	车辆种类	车辆类别代号	车辆种类
1	载货汽车	4	牵引汽车	7	轿车
2	越野汽车	5	专用汽车	8	
3	自卸汽车	6	客 车	9	半挂车及专用半挂车

主参数代号用两位阿拉伯数字表示。载货汽车、越野汽车、自卸汽车、牵引汽车、专用汽车与半挂车的主参数代号以车辆的总质量（单位为 t）表示，牵引汽车的总质量包括牵引座上的最大质量，当总质量为 100t 及以上时，可用三位数表示；客车的主参数代号用车辆长度（单位为 m）表示，当长度小于 10m 时，应精确到小数点后一位，并以其值的 10 倍数表示；轿车的主参数代号以其发动机排量（单位为 L）表示，其数值应精确到小数点后一位，并以其值的 10 倍表示。

产品序号指企业发展该产品的顺序号。

企业自定代号用汉语拼音字母或阿拉伯数字表示，位数由企业自定，表示同一种汽车但结构略有变化而需要区别时。例如汽油机与柴油机，长、短轴距，单、双排座驾驶室，左、右转向盘等。

专用汽车分类代号用三个汉语拼音字母表示，第一个字母反映车辆结构特征，后两个字母表示用途特征。结构特征代号用 X 表示厢式汽车，G 表示罐式汽车，Z 表示专用汽车，T 表示特种结构汽车，J 表示起重举升汽车，C 表示仓栅式汽车。用途特征代号用专用汽车具体用途的两个汉字的第一个汉语拼音字母表示。

例如：CA1091 表示第一汽车集团公司生产的总质量约 9t（实为 9310kg）的第二代货车；EQ2080 表示东风汽车集团公司（二汽）生产的总质量约 8t（实为 7720kg）的第一代越野汽车；TJ7100 表示天津汽车工业（集团）有限公司生产的发动机排量为 1.0L 的微型轿车。

第二章　汽车类型的确定

第一节　按汽车的用途分类

一、轿车

通常称为小轿车。它是汽车产品中产量最大的一类，约占世界汽车总产量的70%以上。作为家庭用车、机关和企业的公用汽车及城市出租汽车，其车型多为二门或四门双排座的，也有五门的旅行轿车、三排座的大型高级轿车和单排座运动型的所谓跑车。

二、客车

用于运载乘客。城市公共汽车、长途客车、旅行客车、游览客车及专用客车（例如用于在机场内外接送旅客的专用客车）等，均属于这一类。

三、载货汽车

用于运输货物。其产量在汽车产品中占第二位，约为世界汽车总产量的20%。

四、越野汽车

主要用于非道路条件下载运人员或物资、牵引各种装备的汽车。为了提高汽车在坏路和无路地带，如松软地面（土壤、沙漠、沼泽、雪地）、坎坷不平地段和各种障碍（陡坡、侧坡、壕沟、台阶、灌木丛、水障等）的通过能力，越野汽车需采用全轮驱动结构并安装越野轮胎。

五、牵引汽车

用于牵引全挂车、半挂车、汽车列车的挂车组、火炮和各种装备的汽车。

六、自卸汽车

用于运送散装货物且具有可倾斜的货箱。卸货时可利用液压举升机构将货箱向后或向侧面倾斜一定角度，使散装货物能依靠自重而自行卸下。在矿区和工地用的自卸汽车又称为矿用自卸汽车。

七、农用汽车

专门用于农村地区从事运输和农耕作业的汽车，其结构特点应能适应农村的使用条件和使用要求。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

八、专用（特种）汽车

按特种用途而专门设计制造或装有专门设备、具有专用功能且用于承担专门运输任务或专项作业的汽车，如防弹高级迎宾车、检阅车、银行运款用装甲车、机场飞机牵引车等。

九、改装车

在普通的汽车底盘上改装上特种用途的车身或加装上某种机构而成，如消防车（图 1－2－1（a））、救护车（图 1－2－1（b））、殡丧车（图 1－2－1（c））、清扫车（图 1－2－1（d））、洒水车（图 1－2－1（e））、扫雪车（图 1－2－1（f））、撒盐（砂、煤渣等）车（图 1－2－1（g））、垃圾装运车（图 1－2－1（h））、污水（粪、尿等）吸取车（图 1－2－1（i））、冷藏车（图 1－2－1（j））、工程救险车（图 1－2－1（k））、混凝土搅拌车（图 1－2－1（l））、自装卸式货车（图 1－2－1（m））、液（气等）罐式汽车（图 1－2－1（n））等。

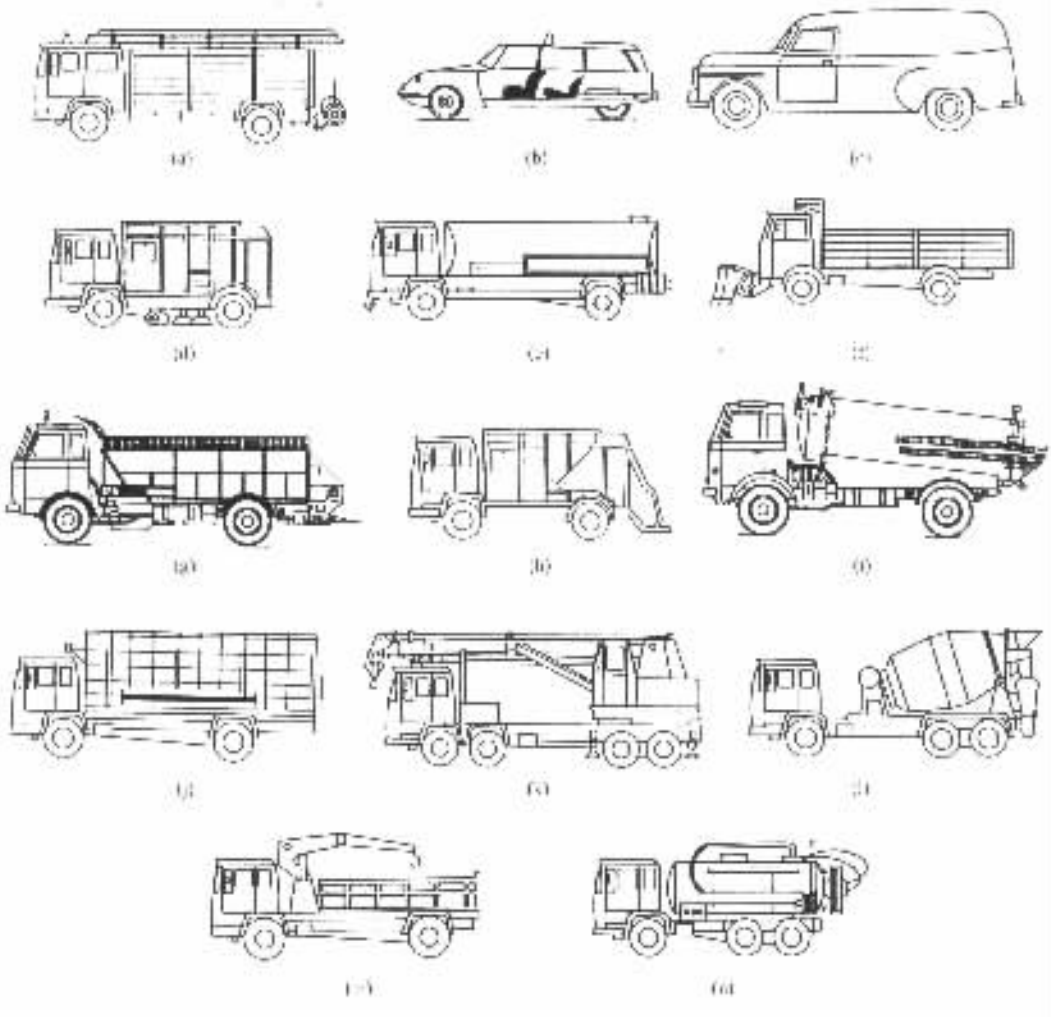


图 1－2－1 各种改装车

第二节　按动力装置的类型分类

一、国内燃机汽车

当代汽车几乎都是采用往复活塞式内燃机为其动力装置，它又分为汽油机汽车、柴油机汽车和代用燃料（液化石油气、甲醇、乙醇、煤油、煤气、天然气、木炭）汽车。极少数的汽车采用转子发动机或燃气轮机为动力装置而成为转子发动机汽车、燃气轮机汽车。

二、电动汽车

为消除内燃机汽车产生的排气污染，当前许多国家都在研制电动汽车，它多以化学蓄电池和电动机为动力装置，还有采用化学蓄电池与电动机并加装内燃机的复合动力电动汽车。后者既考虑了在城市市区行驶时的环保要求，又照顾到汽车在城外公路上行驶时有足够的续驶里程。

美、日和欧洲一些国家正在开展一项研制机械式蓄电池（在真空密封条件下的飞轮储能）的电动汽车的高科技计划。在现代技术条件下，新型高强度复合材料和无摩擦磁浮轴承的出现，电机技术、控制技术和真空密封技术的发展，使实现以飞轮储能为动力的电动汽车成为可能。

三、其他动力装置的汽车

早期曾出现过以蒸汽机为动力的蒸汽机汽车，现代新研制的有氢气燃料汽车、太阳能汽车等。

第三节　按车身或驾驶室及货箱的型式分类

一、轿车按车身型式的分类

1. 普通轿车

指具有箱式封闭车身、固定车顶（有的其部分车顶可开启）、2 或 4 个侧门（有的还开有后门），至少有双排座或至少有 4 个座位，前后侧门间有中柱的小轿车，如图 1－2－2（a）所示。

2. 硬顶轿车

指硬顶、侧门间无中柱的普通轿车，如图 1－2－2（b）所示。

3. 轻便轿车

指车顶比普通轿车稍小，单排两座或后排座不及前排座宽敞的双门箱式或溜背式小轿车，如图 1－2－2（c）所示。

4. 高级轿车

具有较长的箱式封闭车身，车顶为固定式刚性结构，双排主座间可装折叠式副座，至少有 4 个座位，4～6 个侧门，前排座后设有玻璃隔墙，后座区宽敞，机件先进，设备齐全，安全可靠的豪华型轿车，如图 1－2－2（d）所示。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

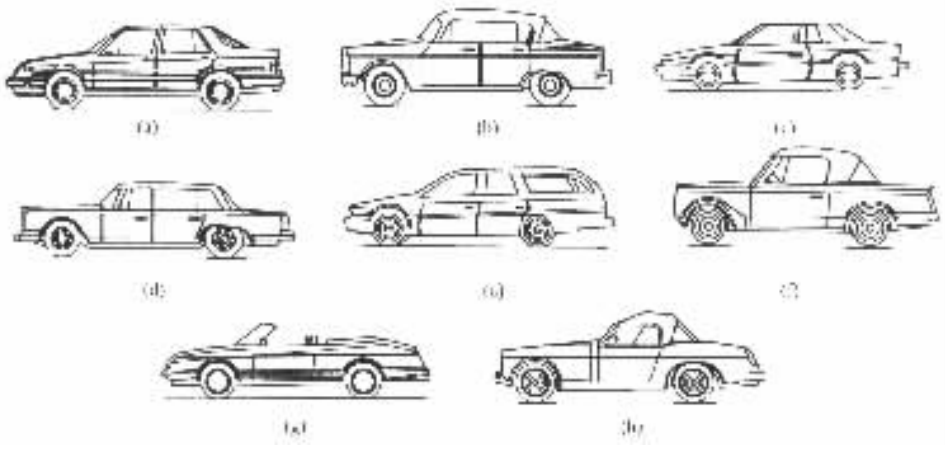


图 1－2－2 轿车按车身型式分类

5. 旅行轿车

将普通轿车的车顶一直延长到车尾，使后排座后面有较大空间作行李仓，并开有后门。有的有三排座且后座可折叠放平以腾出空间作货仓，见图 1－2－2（e）。

6. 活顶轿车

如图 1－2－2 所示，车身为并式，侧围框架为固定式刚性结构，车顶为篷布或金属硬顶，可折叠或移动，有 1～2 排座椅，多为 2 侧门结构。若车顶为篷布，亦称篷顶轿车（cabriolet）。

7. 敞篷轿车

以篷布为折叠式顶篷的活顶轿车，将顶篷折叠或去掉后则成为敞篷轿车，如图 1－2－2（g）所示。

8. 运动型轿车

又称为跑车，发动机功率较大，车速高，加速性好，为单排座或带较窄的后排座的双门篷顶或敞篷低车身轿车，如图 1－2－2（h）所示。

二、客车按车身型式的分类

1. 长头客车

发动机布置在驾驶室之前的车厢外面，使客车车头向前突出，如图 1－2－3（a）所示。

2. 短头客车

发动机的大部分伸入到驾驶室内，一部分突出在驾驶室前面的短头客车，如图 1－2－3（b）所示。

3. 箱型客车

现代客车多为箱式车身或平头式，如图 1－2－3（c）所示。

4. 流线型客车

1990 年开始推向市场的新一代流线型客车，如图 1－2－3（d）所示，具有犹如子弹头的车身轮廓，故我国俗称为“子弹头型客车”。又因其后两排座的空间可迅速改变为货仓或作他用，故又称为多功能汽车，简称 MPV（multiple purpose vehicle）或 APV（all purpose vehicle）。

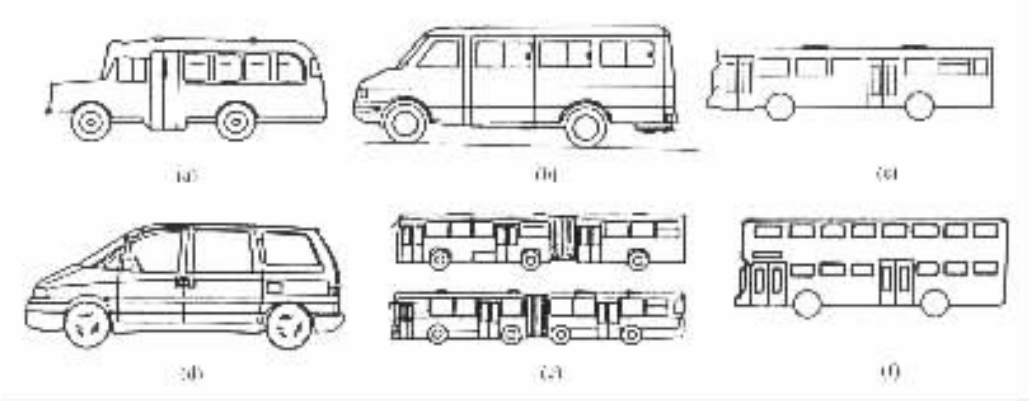


图 1－2－3　客车按车身型式分类

5. 铰接式客车

铰接式客车是由铰接装置连接起来的两个互相贯通的刚性车厢所组成，因此又称为铰接通道式客车。它又有单轴后车厢（图 1－2－3（e）上图）和双轴后车厢（图 1－2－3（e）下图）之分。

6. 双层客车

由上下两层车厢组成，下层的地板较低，上层通常无站立乘客，用于城市公共交通，见图 1－2－3（f）。

三、载货汽车按驾驶室总成结构型式的分类

1. 长头车

发动机布置在驾驶室之前使车头在风挡玻璃以下向前突出，如图 1－2－4（a）所示。

2. 短头车

发动机的一部分伸入到驾驶室内，一部分突出在驾驶室前，如图 1－2－4（b）所示。

3. 平头车

发动机完全伸入到驾驶室内，发动机罩位于司机座位旁的驾驶室中间，如图 1－2－4（c）所示。为方便发动机的维修，有的车采用可翻倾式驾驶室。

有些载货汽车的驾驶室设有双排座，如图 1－2－4（d）、（e）、（f）所示。有的长途运输用的重型载货汽车双排座驾驶室的后排座设计成卧铺。图 1－2－4（d）所示的轻便客货两用车（pickup）驾驶室的结构型式犹如轿车。有的重型货车采用偏置式驾驶室。

四、载货汽车按货箱型式的分类

1. 栏板式货车

如图 1－2－5（a）～（c）所示。又有一般栏板式（图 1－2－5（a））与高栏板式（图 1－2－5（b））和三面开栏板式（图 1－2－5（c））与单面（后面）开栏板式之分。

2. 自卸式货车

如图 1－2－5（d）、（e）所示，具有可翻倾卸货的车箱。通常车箱向后翻倾，也有向侧面翻倾的。

3. 厢式货车

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

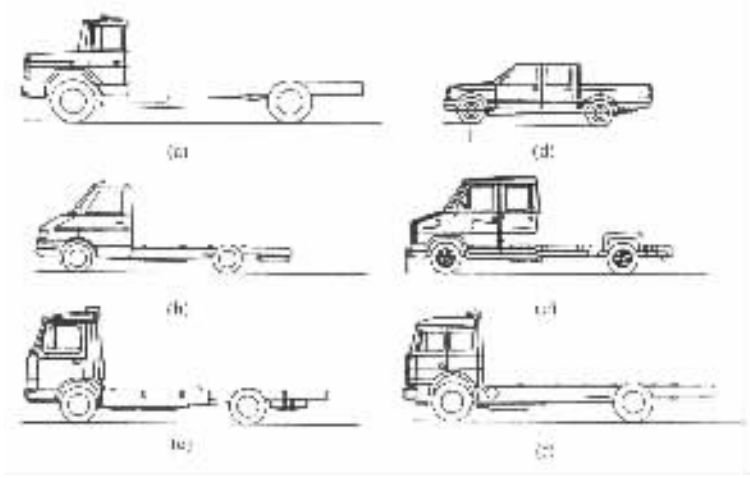


图 1－2－4 载货汽等按驾驶室型式的分类

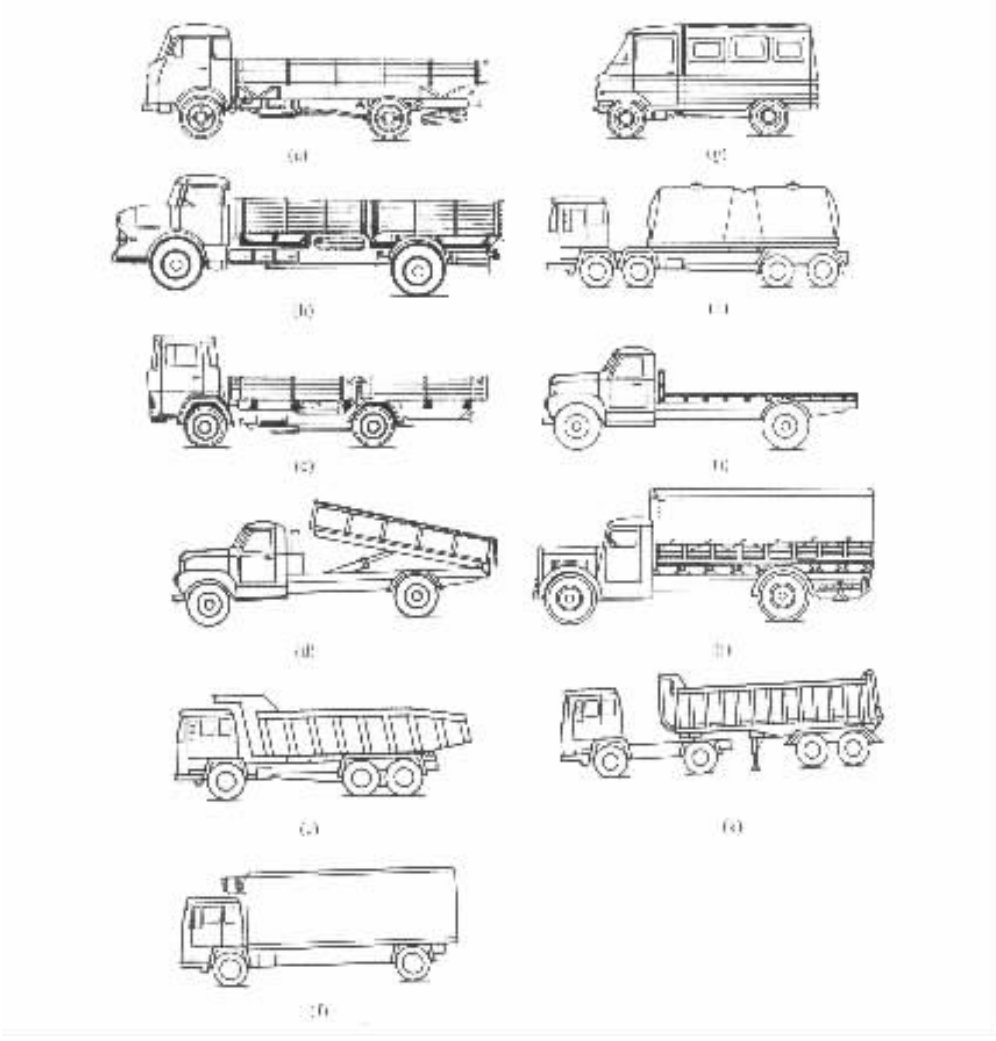


图 1－2－5 载货汽车接货箱型式的分类

如图 1－2－5（f）、（g）所示，具有封闭的厢式货箱。

4. 罐式货车

用于运输水、油、液体、气体以及粉粒状物料等。当装运油料及易燃、有毒、腐蚀性液体时，应有安全设施；当运输水泥、面粉等散装粉粒状物料时，则应有装卸的设备。见图 1－2－5（h）。

5. 平台式货车

如图 1－2－5（i）所示，用于运输集装箱等。

6. 篷式货车

如图 1－2－5（j）所示，是栏板式货车加装帆布篷而成。

7. 牵引－半挂车式货车

如图 1－2－5（k）所示，为半挂车式货箱或货台。

第四节　按发动机排量分类

按发动机排量，轿车可分为微型轿车、普通级轿车、中级轿车、中高级轿车及高级轿车，见表 1－2－1。

表 1－2－1　轿车按发动机排量的分类表　（GB3730.1—88）

轿车类型	微　型	普通级	中　级	中　高　级	高　级
发动机排量/L	≤1.0	>1.0～1.6	>1.6～2.5	>2.5～4.0	>4.0

第五节　按汽车总长分类

按汽车总长，客车分为微型客车、轻型客车、中型客车及大型客车，见表 1－2－2。特大型客车包括铰接客车及双层客车。

表 1－2－2　客车按汽车总长的分类表　（GB3730.1—88）

客车类　型	微　型	轻　型	中　型	大　型	特大型
总　长/m	≤3.5	>3.5～7	>7～10	>10	

第六节　按汽车总质量分类

按汽车制造厂标定的汽车最大总质量，载货汽车分为微型货车、轻型货车、中型货车、重型货车；越野汽车分为轻型越野汽车、中型越野汽车、重型越野汽车及超重型越野汽车；自卸汽车分为轻型自卸汽车、中型自卸汽车及重型自卸汽车，分别见表 1－2－3～表 1－2－5。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

表 1－2－3 载货汽车按厂定汽车最大总质量的分类表 （GB373.1—88）

载货汽车类型	微 型	轻 型	中 型	重 型
厂定汽车最大总质量*/t	≤1.8	>1.8～6	>6～14	>14

* 公路行驶时。

表 1－2－4 越野汽车按厂定最大总质量的分类表 （GB3730.1—88）

越野汽车类型	轻 型	中 型	重 型	超重型
厂定汽车最大总质量*/t	≤5	>5～13	>13～24	>24

* 指越野行驶时。

表 1－2－5 自卸汽车按厂定汽车最大总质量的分类表 （GB3730.1—88）

自卸汽车类型	轻 型	中 型	重 型
公路行驶时厂定汽车最大总质量/t	≤6	>6～14	>14*

* 厂定最大轴载质量应小于公路的许用值。

第七节 按乘客座位数及汽车总质量分类

国标 GB/T 15089—94 对汽车的分类如表 1－2－6 所示。

表 1－2－6 GB/T 15089—94** 关于汽车的分类

汽车类型			乘客座位数*	厂定汽车最大总质量/t	说 明
M类	至少有 4 个车轮或有 3 个车轮且厂定最大总质量超过 1t 的载客机动车辆	M_1 类	≤8		除驾驶员座位外，乘客座位不超过 8 个的载客车辆
		$M_{1(a)}$	≤8	≤3.5	驾驶座椅后有 3 个或 5 个车门和侧窗，折叠或拆除驾驶座后面的座位后也可全部或部分用于载货
		$M_{1(b)}$ 类	≤8	≤3.5	为载货设计的能乘坐超过 3 人的厢式车辆，或为提供旅居条件设计的车辆
		M_2 类	>8	≤5	载客车辆
		M_3 类	>8	>5	载客车辆

（续）

汽车类型			乘客座位数*	厂定汽车最大总质量/t	说明
N类	至少有4个车轮或有3个车轮且厂定最大总质量超过1t的载货机动车辆	N_1类		≤3.5	厂定最大总质量不超过3.5t的载货车辆
		N_2类		>3.5~12	厂定最大总质量为>3.5~12t的载货车辆
		N_3类		>12	厂定最大总质量超过12t的载货车辆

*不包括驾驶员的座位；**该国标还包括挂车（O类）及少于四轮的机动车辆（L类）的分类。

第八节　按汽车的轴数及驱动型式分类

汽车的轴又称为汽车的桥，按轴数汽车分为二轴汽车、三轴汽车和四轴汽车。轿车、轻型及以下的车辆均采用二轴型式；根据汽车的用途、总质量、使用条件、公路车辆法规及轮胎最大标定负荷，中型及以上的汽车多采用三轴，少数采用四轴。我国公路及桥梁限定双轴汽车的前后轴负荷应分别不超过60kN和130kN，而三轴汽车的前轴及双后轴负荷应分别不超过80kN和240kN。总质量更大的公路用车可采用四轴。矿用自卸汽车为非公路汽车，不受此限制，其单轴负荷有的超过1000kN。

驱动型式常用4×2，4×4，6×4，6×6，8×8等代号表示。其中第一个数字为汽车的车轮总数，第二个数字为驱动轮数，对于双胎车轮仍按一个车轮计。

轿车和厂定汽车总质量小于19t的公路用车，广泛采用4×2的驱动型式，因为其结构简单、制造成本低；厂定汽车总质量为19~26t的公路用车则可采用6×2或6×4的驱动型式；总质量为28~32t的公路用车则采用8×4的驱动型式。

矿用自卸汽车由于行驶场地较小，要求高机动性，因此，即使是重型矿用自卸汽车也多采用4×2的驱动型式且为短轴距，少数采用4×4和6×4的驱动型式。

越野汽车要求具有高的通过能力，故均应采用全轮驱动。轻型越野汽车采用的驱动型式为4×4，中型为6×6，重型则为6×6或8×8。

第九节　按发动机与驱动桥在汽车上的位置分类

一、轿车

1. 前置发动机前轮驱动轿车

简称前置-前驱动（FF）。这种布置型式为微型、普通级和中级轿车所广泛采用。如图1-2-6（a）所示，其发动机、离合器、变速器及主减速器连成一体，省掉了传动轴，使车厢地板可低而平，且无通常前置一后驱动轿车地板所具有的传动轴通道鼓包。这种布置使汽车的结构紧凑、质量减小。例如，对于置于前轴之前且排量不大的横置发动机、前驱动方案，相对于后驱动，可使汽车的轴距缩短10%，质量减小8%。采用横置发动机时，主减速

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

齿轮由通常的螺旋锥齿轮或双曲面齿轮改为斜齿圆柱齿轮，其节省的费用可部分抵销前驱动的等速万向节费用。前置－前驱动使前轴负荷加大，这种轿车在空载（即仅有司机一人）情况下的前后轴荷分配约为60%/40%，使汽车具有明显的不足转向特性，且在任何载荷下均有好的方向稳定性。特别是在弯道加速时，由于前轮驱动力的作用，可减小汽车侧滑的危险，并使其高速行驶的安全性好。相对于后置发动机后轮驱动的汽车来说，前置一前驱动轿车易于变型成客货两用车和救护车。其行李箱的空间可以布置得较大（见图1－2－6（a）中画有斜线的部分），它仅受后悬长度的限制。由于其上述优点，这种布置近年来在中级以上的轿车上采用的也日益增多。然而在泥泞易滑的路面上，尤其是上坡时，由于前驱动轮的附着力较小，驱动轮易打滑而使汽车失去操纵稳定性。另外，由于后轴轴荷不大，尤其在仅有一名司机的情况下，加之制动时轴荷前移，后轮易发生制动抱死而引起侧滑。为避免这种情况发生，应加装制动器液压调节装置或防抱死装置（ABS）。前置一前驱动汽车的侧滑也会发生在非常有效的发动机制动时。另外，尤其当发动机横置时，其布置空间很挤，维修、保养时的接近性较差。

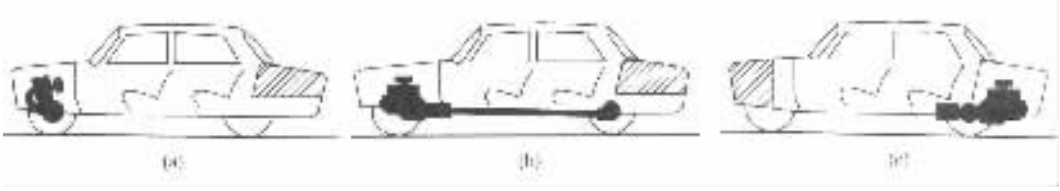


图1－2－6 轿车按发动机与驱动桥在汽车上的位置分类

图1－2－7给出的是前置－前驱动轿车的发动机布置方案。其中最紧凑的是将发动机横置于前轴之前（图1－2－7（a）），小排量短发动机适于这种布置。此时车身前围板及座椅可前移较多，从而可缩短汽车的轴距及总长，减小汽车自身质量，并可用圆柱齿轮作主减速齿轮，降低汽车制造成本。发动机纵置于前轴之前（图1－2－7（b））时，前围板及座椅前移量较前一方案小，且前悬较大，前轴荷有些过大。因此，采用此方案的发动机不宜过长，V型或水平对置型发动机最适宜于此方案的布置。当发动机布置在前轴之后（图1－2－7（c））时，轴荷分配较均匀，但使车身前围板及座椅后移，致使轴距及总长较大，前悬虽可减小但车头加长，车身造型受到一定限制，发动机维修也不方便。

2. 前置发动机后轮驱动轿车

简称前置－后驱动（FR），是汽车的传统布置型式，常为中高级及高级轿车所采用。如图1－2－6（b）所示，其发动机、离合器、变速器连成一体置于汽车前部，并通过万向节传动轴与后驱动桥的主减速器相连。这种布置方案的主要优点是汽车的前后轴荷分配较均匀（满载时约为48%/52%，仅有一名司机时约为52%/48%），使具有中性转向特性或不大的不足转向特性，这些对操纵稳定性、行驶平顺性和轮胎的寿命都比较有利，操纵机构也简单，行李箱比较宽敞（见图1－2－6（b）中画有斜线的部分），发动机的冷却条件好，维修保养时的接近性也好，后轮驱动也有利于爬坡。其缺点是轴距较长（尤其当采用难于布置在前轴之前的大排量发动机时），汽车的总长及自身质量都较大，传动系的部件增多，车厢地板中部有凸起的传动轴通道而影响地板的平整和降低，使乘坐空间布置及乘坐舒适性受到影响。为了避免制动时后驱动轮抱死而失去操纵性，应加装制动器液压调节装置或后轮防抱死装置（ABS）。

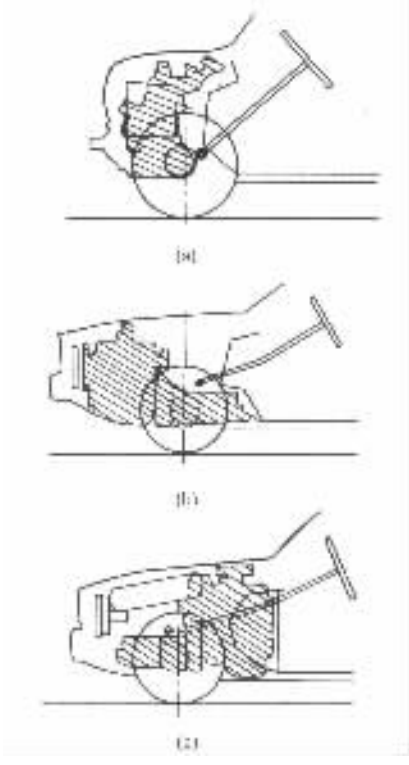


图 1－2－7　前置－前驱动轿车的发动机布置方案

3. 后置发动机后轮驱动轿车

简称后置－后驱动（RR）。如图 1－2－6（c）所示，其发动机、离合器、变速器及主减速器连成一体，不需传动轴，且发动机通常纵置于后驱动桥之后，由此决定的后悬尺寸大致与前述另两种布置同。因此，汽车的轴距及总长均可缩短。与前置一后驱动布置相比，轴距可缩短 10%左右，质量可减小约 8%，结构紧凑，机动性好，但后轮必须配以独立悬架。后置－后驱动也有利于爬坡行驶，车厢地板也比较平坦，通常只需留出操纵杆件的通道。因此，这种布置在微型汽车和小型轿车上曾得到较广泛的应用。但随着现代汽车行驶速度的提高，操纵稳定性及安全性日益受到重视，这种布置在汽车满载时，前后轴的轴荷分配平均为 42%/58%，后轴轴荷过大，导致汽车具有过度转向特性使操纵性变坏；前轮附着力小，高速时转向不稳定；发动机移至车后撞车时乘客不易受到保护，且使前风挡玻璃的除霜及发动机的冷却困难；变速机构复杂，操纵杆过长；不易变型为需开后门的客货两用车及救护车；发动机噪声易传给乘客，后轮轮胎气压高不利于乘坐舒适性，等等。由于存在上述缺点，因此，此布置方案在轿车上已很少采用。

4. 四轮驱动轿车

20 世纪 70 年代末出现了对各种路面和地面的适应性、通过性及安全性较好的常接合式四轮驱动轿车。

客车和货车几乎都是采用后轮驱动，而越野汽车则采用非常接合式全轮驱动。

二、大客车

1. 前置发动机（后轮驱动）客车

资料分享网 www.bzfxw.com 免费下载

早期的大客车多用货车底盘及发动机改装而成，因而沿用货车常用的前置发动机后轮驱动的布置型式（见图 1－2－8（a））。其优点是与货车通用的部件多，易于由货车改装，便于组织生产；前置发动机也有利于冷却与维修方便；动力及传动系统的操纵机构简单等。缺点是由于发动机罩突出地板之上，使车厢面积利用率差；也使车厢内噪声大，隔热、隔振较困难，发动机油烟味也有可能进入车内，影响舒适性；轴荷分配不够理想，前轴容易过载而使转向沉重；由于前悬的尺寸受到限制而加长后悬，使汽车的离去角过小，上下坡时容易刮地；同时，也使得在前悬处不易设置乘客用车门而不能实行公共汽车的单人管理（司机及乘务员为一人）；当轴距较长时，需采用多节传动轴，容易发生共振；地板也较高，乘客上下不方便等。

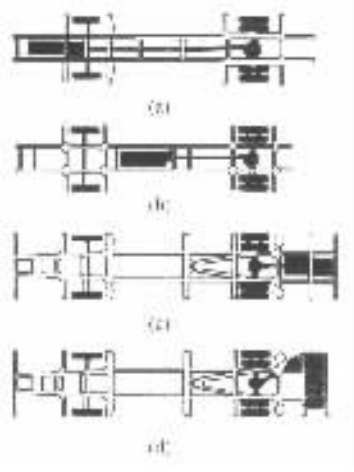


图 1－2－8 大客车的发动机布置方案

鉴于上述缺点以及大客车产量的不断增加、性能要求的不断提高，现代大客车早已不再采用货车底盘改装而实行专门设计的发展方针，装备了大功率发动机且多布置于汽车的后部与中部；为了简化操作，常采用自动或半自动变速机构，豪华型还加装了空调。

2. 中置发动机（后轮驱动）客车

现代大客车有的采用中置卧式发动机方案。如图 1－2－8（b）所示，发动机布置在前后轴之间的车厢地板之下，使车厢面积利用率很高，座位布置和外形设计均不受发动机的限制；前门也可布置在前轮之前以便于公共汽车的单人管理；车厢内噪声小，传动轴短。其缺点是发动机受到布置限制而需专门设计，其冷却、保温、防尘和防污也困难，隔热较差，维修时接近性差，操纵机构复杂，地板较高。这种布置型式适于道路条件及气候条件好的地区，同时要求发动机有高可靠性。

3. 后置发动机（后轮驱动）客车

将发动机纵置或横置于后轮之后（见图 1－2－8（c）及（d））的后置发动机方案，日益为现代长途和旅游大型客车所采用，因为这种布置方案使发动机与车厢易隔离，车厢的振动及噪声小，乘坐舒适性好；尤其当发动机横置时，车厢的面积利用率较高；轴荷分配较合理；发动机的维修可在车外进行，接近性好；车厢地板以下可布置容积很大的行李舱；由于发动机布置在轴距以外，且地板下无传动轴，故前部和中间通道的地板高度可大大降低，使上下车方便；前门也可以布置在前轮之前以便于公共汽车的单人管理。其缺点是动力传动系

统需远距离操纵，机构较复杂；司机听不清发动机的声音使故障不易及时发现；水箱布置较困难，发动机后置使其冷却、防尘及车厢取暖均会遇到困难。

第十节　载货汽车按发动机、前轴、驾驶室的相对位置分类

一、发动机位于前轴之上、驾驶室之前

如图 1－2－9（a）所示。置于驾驶室之前的发动机及其护罩构成向前突出的长车头外形，故这种布置方案的汽车属于“长头车”型。它具有长的轴距及前后轮廓尺寸，最小转弯半径较大，面积利用率（货箱面积与整车俯视面积之比）较低，视野性较差。但发动机的接近性好，维修方便，其振动、噪声及热对驾驶室的干扰也小；驾驶室地板较低，上下车用的踏板易于布置，进出驾驶室方便；汽车的操纵机构简单，易于布置。其轴荷分配：满载时，前轴约占 27%～30%，有利于泥泞、松软等坏路面上的行驶；空载时，后轴轴荷分配大于 50%，也是可以的。

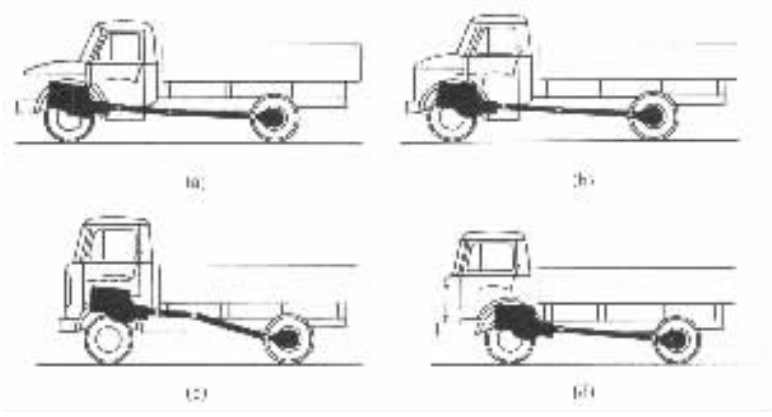


图 1－2－9　载货汽车发动机、前轴与驾驶室的相对布置方案

二、发动机位于前轴之上并部分地伸入驾驶室

如图 1－2－9（b）所示。与前一方案相比，本方案相当于将前轴及发动机后移而使轴距及整车总长减小（一般约 200～400mm），也使车头变短，故这种布置方案的汽车属于“短头车”型。这种将发动机的一小部分伸入到驾驶室内的措施，虽可改善长头车的某些缺点，例如视野性、机动性差及外形尺寸大等，但也带来一些问题。例如：由于发动机及前轮移向驾驶室，减小了操纵踏板的布置空间使其布置困难，故必须抬高驾驶室地板；发动机后部的接近性也差，且其振动、噪声及热也易于传人驾驶室；驾驶室内部较挤；前轮后移也减小了上下车踏板的尺寸，加之驾驶室地板的抬高，使进出驾驶室不如前方案更方便。其轴荷分配近于前一方案。

三、发动机位于前轴之上、驾驶室之正下方

如图 1－2－9（c）所示。这时驾驶室布置在发动机之正上方，其前端形成较平坦的车

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

头，故具有这种布置方案的汽车属于“平头车”型。这种布置的优缺点正好与长头车相反：可获得最短的轴距和车长尺寸；自重轻；机动性及视野性好；面积利用率高。但驾驶室易受发动机的振动、噪声、热等影响，夏季闷热；发动机罩突出于驾驶室内两侧座之间，不易设置中间座位；经在驾驶室内设置的可打开的舱口维修发动机，其接近性仍差，维修不方便，采用可翻倾式驾驶室虽可解决这一问题，但也带来操纵的传动机构的复杂化；这种布置方案使驾驶室地板最高，上下车不方便。对于上述缺点，目前已有不少改善措施，如对驾驶室采取隔热、通风、密封、采暖、隔振等措施以及加装空调设备等，再加之其原有的优点。使平头式（包括下述布置）方案在现代轻、中型载货汽车上得到了广泛采用，甚至某些重型载货汽车也采用了平头式方案，但在重型牵引车上则多采用长头式布置。

平头车的轴荷分配：满载时，前轴约占33%～35%，这有利于汽车在硬路面上的行驶；空载时，后轴轴荷分配常小于50%，这就不适宜于在松软地面和无路地区的行驶了。

四、发动机位于前轴之后、驾驶室之后下方

如图1－2－9（d）所示，车型亦属平头式。视野性好。其轴距及汽车总长尺寸约为前几种方案的中间值。它相当于将前一方案（图1－2－9（c））的前轴及驾驶室前移且使驾驶室前移得更多一些，并使发动机降至座位之下、部分地露出驾驶室后壁之外，前轮罩也布置在座位之下，这样就使驾驶室宽敞，可乘坐三人；驾驶室地板也可降低且较平坦，上下车踏板可设在前轮之前，上下车方便。但经座位下设置的可打开的舱口维修发动机仍不方便，且易由该舱口盖的密封不严处漏入发动机废气。采用可翻倾式驾驶室可解决这一问题。也可以采用平置或水平对置活塞式发动机，并安装于车架下，且由下方进行发动机维修的方案。本布置方案可得到近于前一方案（图1－2－9（c））的轴荷分配。

最后还应指出：从汽车的被动安全性和驾驶室座位的乘坐舒适性来看，仅就上述布置方案而言，长头和短头式都比平头式的要好。

第三章　汽车主要参数的选择

第一节　汽车主要尺寸参数的选择

汽车的主要尺寸参数包括轴距、轮距、总长、总宽、总高、前悬、后悬、接近角、离去角、最小离地间隙等，如图 1－3－1 所示。

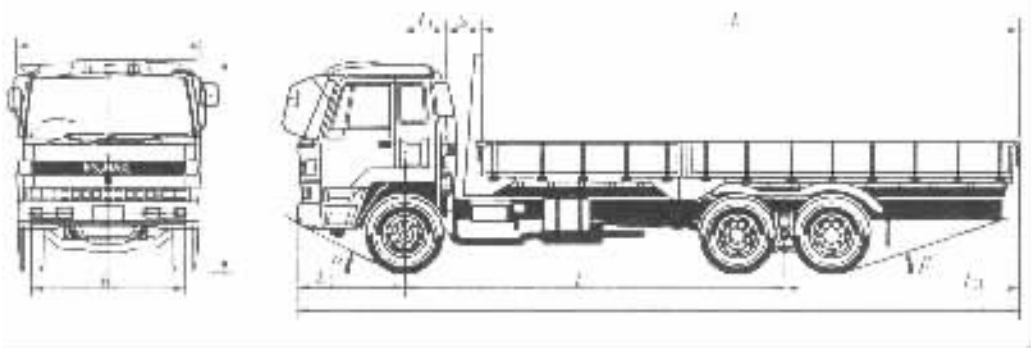


图 1－3－1　汽车的主要尺寸参数

一、轴距 L

轴距 L 的选择要考虑它对整车其他尺寸参数、质量参数和使用性能的影响。轴距短一些，汽车总长、质量、最小转弯半径和纵向通过半径就小一些。但轴距过短也会带来一系列问题，例如车厢长度不足或后悬过长；汽车行驶时其纵向角振动过大；汽车加速、制动或上坡时轴荷转移过大而导致其制动性和操纵稳定性变坏；万向节传动的夹角过大等。因此，在选择轴距时应综合考虑对有关方面的影响。当然，在满足所设计汽车的车厢尺寸、轴荷分配、主要性能和整体布置等要求的前提下，将轴距设计得短一些为好。

1. 载货汽车的轴距

在整车选型初期，可根据要求的货厢长度及驾驶室布置尺寸初步确定轴距 L：

$$L = L_H + L_J + S - L_R \tag{1-3-1}$$

式中　L_H——货厢长度，可根据汽车的装载质量、载货长度来确定，或参考同类型、同装载量汽车的货厢长度和装载面积来初步确定；

L_J——前轮中心至驾驶室后壁的距离，它与图 1－2－9 所示的布置方案选择有关，在该布置方案选定后可通过对驾驶室、发动机和前轴的初步布置或参考同型、同类布置的汽车的这一尺寸初步确定；

S——驾驶室与货厢之间的间隙，一般取 50～100mm，对于图 1－2－9（d）所示布置，应考虑发动机维修时的需要；

本影印件 www.zzzkw.com 免费下载

L_R——后悬尺寸，可根据道路条件或参考同类型汽车初步确定。

轴距的最终确定应通过总布置和相应的计算来完成，其中包括检查最小转弯半径和万向节传动的夹角是否过大，轴荷分配是否合理，乘坐是否舒适以及能否满足整车总体设计的要求等。

轻型货车、鞍式牵引车和矿用自卸车等车型要求有小的转弯半径，故其轴距比一般货车的短，而经常运送大型构件、长尺寸或轻抛货物的货车和集装箱运输车，则轴距可取得长一些。汽车总质量愈大，轴距一般也愈长。为了满足不同用户的需要，常同时选定几种轴距，构成汽车的系列产品，如基本型、长轴距、短轴距等汽车变型。表 1－3－1 给出的货车轴距数据，是基本型货车轴距的选择范围，供设计时参考。

三轴汽车的中后轴之间的轴距，多取为轮胎直径的 1.1～1.25 倍。

2. 轿车的轴距

轿车的轴距与其类型、用途、总长有密切关系。微型及普通级轿车要求制造成本低，使用经济性好，机动灵活，因此汽车应轻而短，故轴距应取短一些；中高级轿车对乘坐舒适性、行驶平顺性和操纵稳定性要求高，故轴距应设计得长一些。轿车的轴距约为总长的 54%～60%。轴距与总长之比愈大，则车厢的纵向乘坐空间就愈大，这对改善汽车纵向角振动也有利。但若轴距与总长之比超过 62%，则会使发动机、行李箱和备胎的布置困难，外形的各部分比例也不协调。表 1－3－1 给出了各类型轿车的轴距选择范围，供参考。

3. 大客车的轴距

大客车的轴距范围一般为 4～7.2m。总长为 11～12m 的城市大客车，其轴距多为 5.5～6.3m；而总长在 10m 以内的大客车，其轴距多为 4.5～5m。表 1－3－1 也给出了大客车轴距的选择范围。

表 1－3－1 各型汽车的轴距和轮距

车型	类别		轴距 L/m	轮距 B/m
4×2 载货汽车	汽车总质量 m_a/t	<2.2	1.70～2.90	1.15～1.35
		2.2～3.4	2.30～3.20	1.30～1.50
		3.5～5.9	2.60～3.60	1.40～1.65
		6.0～9.9	3.60～4.20	1.70～1.85
		10.0～13.9	3.60～5.00	1.84～2.00
		14.0～25.0	4.10～5.60	1.84～2.00
矿用自卸车		<60	3.20～4.20	1.84～3.20
		>60	3.90～4.80	2.50～4.00
大客车	城市大客车（单车）		4.50～5.00	1.74～2.05
	长途大客车（单车）		5.00～6.50	1.74～2.05
轿车	微型		1.65～2.40	1.10～1.27
	普通级		2.12～2.54	1.15～1.50
	中级		2.50～2.86	1.30～1.50
	中高级		2.85～3.40	1.40～1.58
	高级		3.40～3.90	1.56～1.62

二、前后轮距 B_1 与 B_2

汽车轮距 B 对汽车的总宽、总质量、横向稳定性和机动性都有较大的影响。轮距愈大，则悬架的角刚度愈大，汽车的横向稳定性愈好，车厢内横向空间也愈大。但轮距也不宜过大，否则，会使汽车的总宽和总质量过大。轮距必须与汽车的总宽相适应。

轿车的轮距 B 可按下列经验公式初选：

$$B = \frac{3}{4}W + 100\ (\pm 80) \tag{1-3-2}$$

或

$$B = kL \tag{1-3-3}$$

式中　B——轿车的轮距，mm；

W——轿车总宽，mm；

L——轿车轴距，mm；

k——系数，对于微型轿车：$k = 0.55 \sim 0.64$，对于其他轿车：$k = 0.50 \sim 0.54$。

设计时亦可参考表 1－3－1 给的数据初选轮距。

载货汽车的前轮距 B_1 与车架前部宽、前悬架宽、轮胎宽、前轮最大转角、转向拉杆和转向车轮以及与车架间的运动空间等因素有关，应经过具体布置和计算才能最后确定。后轮

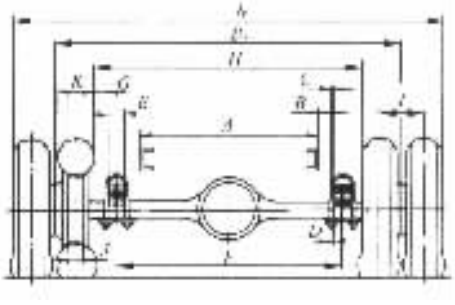


图 1－3－2　载货汽车的后轮距及对其有影响的一些尺寸

距 B_2 如图 1－3－2 所示，与后板簧宽 E、后板簧距 F、轮胎宽 K、板簧与轮胎间的间隙 G 等尺寸有关。表 1－3－1 亦给出了货车轮距的选择范围。

越野汽车的前后轮距应相等，以减小滚动阻力，有利于通过性。

三、汽车的外廓尺寸

汽车的外廓尺寸包括其总长、总宽、总高。它应根据汽车的类型、用途、承载量、道路条件、结构选型与布置以及有关标准、法规限制等因素来确定。在满足使用要求的前提下，应力求减小汽车的外廓尺寸，以减小汽车的质量，降低制造成本，提高汽车的动力性、经济性和机动性。GB 1589—79 对汽车外廓尺寸界限作了规定。

各国对公路运输车辆的外廓尺寸都有法规限制，以使其适应该国的公路、桥梁、涵洞和铁路运输的有关标准，保证行驶安全及交通畅通。我国对公路车辆的限制尺寸是：总高不大于 4m；总宽（不包括后视镜）不大于 2.5m，左、右后视镜等突出部分的侧向尺寸总共不大于 250mm；总长：载货汽车及越野汽车不大于 12m；牵引车带半挂车不大于 16m；汽车拖带

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

表1-3-2 一些汽车的主要尺寸参数和质量参数

车型	外廓尺寸/mm			轴距/mm	轮距/mm		前悬长/mm	接近角	离去角	最小离地间隙/mm	满载总质量/t	整车整备质量/t
	总长	总宽	总高		前	后						
富康 1.6iAL	4071	1702	1425	2540	1414	1407				145	1.495	1.070
富康 RX	4071	1702	1425	2540	1414	1407				145	1.490	1.037
CITROËN XANTIA 1.6iX	4444	1755	1387	2740	1482	1442					1.710	1.170
捷达 JETTA GT	4385	1674	1415	2471	1427	1422					1.470	0.970
奥迪 Audi 100	4793	1814	1446	2687	1476	1483				144	1.710	1.160
	4793	1814	1421	2687	1476	1483				123	1.800	1.250
	4790	1777	1431	2687	1526	1524				127	1.950	1.400
奥迪 Audi V8L 4×4	5190	1814	1420	3019	1514	1531				93.5	2.310	1.770
红旗 CA7200	4792	1814	1422	2687	1476	1483				123	1.710	1.300
红旗 CA7221	4793	1814	1446	2687	1468	1485				123	1.720	1.170
红旗 CA7221L	5025	1814	1446	2919	1468	1483				123	1.840	1.290
红旗 CA7560	5980	1990	1620	3720	1580	1550				160	3.290	2.730
切诺基 BJ7250 4×4	4220	1790	1646	2576	1448	1448				178.5	1.881	1.359
夏利 TJ7100	3610	1600	1385	2340	1385	1365				140	1.140	0.740
TJ7100U	3995	1600	1385	2340	1385	1365	700	23.5°	19°	140	1.170	0.795
奥拓 ALTO	3300	1405	1410	2175	1215	1200				155		0.640
依维柯 A40.10	5980	2000	2752	3310	1683	1540	960	22°30′	10°30′	222	4.020	2.850
解放 CA6440G CA6440G1 CA6440G2	4464	1718	1985	2350	1400	1390		20°	17°	178		
解放 CA1020PLF	4710	1766	2052	2515	1400	1390				178	2.420	1.390
CA1026P4LF	4805	1766	2017	2515	1450	1390		20°	19°	155	2.495	1.470
解放 CA1170P2K1L2	7200	2300	2540	5600	2020	1847		30°	13.5°	255	16.670	7.475
TOYOTA CAMRY	4765	1785	1445	2670	1545	1520						1.430
TOYOTA COROLLA	4315	1690	1385	2465	1470	1460						0.985～1.160
HONDA ODYSSEY RA188TP	4750	1790	1640	2830	1525	1545						1.530
Buick Park Avenue	5520	1883	1410	2814	1535	1540					2.120	1.604
Cadillac Seville SLS	5189	1840	1400	2819	1546	1546					2.248	1.748
LEXUS LS400	5005	1830	1435	2850	1570	1570					2.185	1.680
Mercedes Benz S600	5113	1886	1486	3040	1606	1579					2.710	2.180
Mercedes Benz C280	4487	1720	1424	2690	1493	1464					1.970	1.490
Crown Royal Saloon	4860	1720	1460	2730	1460	1450				170		

挂车不大于 20m；挂车不大于 8m；大客车不大于 12m；铰接式大客车不大于 18m。在设计重型汽车和大客车时要特别注意这些限制。还应注意，即使同一种车型在不同的使用条件下，设计也会不同。例如城市公共汽车因有站立乘客易超载且要求有较好的机动性，因此设计时车身不宜过长；而长途公共汽车、团体用和旅游用大客车按座位数乘客，车身则可设计得长一些。大客车的总宽多在 2.45～2.5m。一般大客车的总高多为 2.9～3.1m；而长途大型公共汽车由于设置行李舱地板较高，则总高为 3.1～3.55m。总质量为 15t 以上的重型货车的总宽多为 2.4～2.5m；总高则为 2.5～2.9m。中型货车的总宽多为 2.1～2.4m；总高多为 2.2～2.6m。集装箱运输汽车的总高为 3.8～3.9m。汽车的外廓尺寸要由总布置最后确定。

重型矿用汽车不是公路车辆，可不受上述外廓尺寸限制，但一般其总高在 4.5m 左右。

四、汽车的前悬 L_F 和后悬 L_R

汽车的前悬 L_F 和后悬 L_R 尺寸是由总布置最后确定的。前悬处要布置发动机、水箱、风扇、弹簧前支架、车身前部或驾驶室的前支点、保险杠、转向器等，要有足够的纵向布置空间。其长度与汽车的类型、驱动型式、发动机的布置型式和驾驶室的型式及布置密切相关。汽车的前悬不宜过长，以免使汽车的接近角过小而影响通过性。

汽车的后悬长度主要与货厢长度、轴距及轴荷分配有关。后悬也不宜过长，以免使汽车的离去角过小而引起上下坡时刮地，同时转弯也不灵活。城市大客车的后悬一般不大于其轴距的 60%，其长度不大于 3.5m。轻型及以上的载货汽车的后悬一般为 1.2～2.2m。长轴距、特长货厢的汽车，其后悬可长达约 2.6m。

表 1－3－2 给出了一些汽车的主要尺寸参数，供设计时参考。

第二节　汽车质量参数的确定

一、让汽车的装载量 m_G

轿车的装载量即载客量，是指其最多乘坐人数，并以座位数表示。微型和普通级轿车一般有 2～4 座；中级及以上的轿车多为 5 座，少数有 7 座。长途客车和旅游客车也是以座位数表示其载客量，而城市公共交通用大客车的载客量则还应加上额定的站立乘客数。

载货汽车的装载量系指该车在良好的硬路面上行驶时装载货物量的最大限额，通常其单位以 t 表示。它是由汽车制造厂根据设计确定的。当汽车在碎石路或其他非良好硬路面上行驶时，装载量应适当减少。越野汽车的装载量系指它在越野行驶或在土路上行驶的装载量。

各种车型的装载量应符合行业产品规划对各类车装载量系列的规定。

货量大、运距长的公路运输，采用大装载量的货车可降低运输成本、提高运输效率；而货量少、品种多、运距短的市内运输，则采用中、小装载量的货车运输比较经济。矿用自卸汽车的装载量应与所配用的电铲容量相匹配，为提高生产率及效益，一般不应超过 4～5 铲就应装满一车。

二、汽车的整备质量 m_0

汽车的整备质量就是汽车经整备后在完备状态下的自身质量，即指汽车在加满燃料、润滑油、工作油液（例如制动液等）及发动机冷却水和装备（随车工具及备胎等）齐全后但未

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

载人、货时的质量。它是一个重要的设计指标。由于在设计方法、产品材料、制造工艺以及道路状况等方面的不断完善，汽车的整备质量这一设计指标有不断减小的趋势。因为这样不仅可降低造价，而且是降低汽车使用油耗的重要途径。

在总体设计阶段可对同类型同级别且结构相似的样车及其部件的质量进行测定分析，并以此为基础初步估算出新设计汽车各部件的质量及整车的整备质量。在没有参考样车的情况下，载货汽车可参考国内外同类型同级别的汽车的装载量与整备质量之比 m_G/m_0（称为汽车的整备质量利用系数 η_{m_0}）为新车型选择一个适当的整备质量利用系数，然后按其装载量 m_G 计算汽车的整备质量 m_0（$m_0 = m_G/\eta_{m_0}$）。轿车和大客车的整备质量可按人均汽车整备质量的统计值来估算，如表 1－3－3 所示。

表 1－3－3 桥车和大客车的人均汽车整备质量的统计均值

车 型	微型轿车	普通级轿车	中级轿车	中高级轿车	30 座以下客车	大客车
人均整备质量/t	0.15～0.16	0.18～0.24	0.21～0.29	0.29～0.34	0.096～0.16	0.065～0.13

三、汽车的总质量 m_a

汽车的总质量是指已整备完好、装备齐全并按规定载满客、货时的汽车质量。除包括汽车的整备质量优。及装载量 m_G 外，载货汽车还应计入驾驶室坐满人的质量，轿车和长途客车还应计入行李的质量 m_B，如有附加设备还应考虑附加设备（非常规随车装备）的质量 m_F，每人按 65kg 计，行李质量：轿车按每人 5～10kg 计，长途客车按每人 10～15kg 计，城市客车不计。

四、汽车的整备质量利用系数 η_{m_0}

载货汽车的 η_{m_0} 是载货汽车的装载量 m_G 与其整备质量 m_0 之比，即

$$\eta_{m_0} = \frac{m_G}{m_0} \tag{1-3-4}$$

它表明单位汽车整备质量所承受的汽车装载质量。显然，此系数愈大表明该车型的材料利用率愈高和设计与工艺水平愈高。因此，设计新车型时在保证汽车零部件的强度、刚度及可靠性与寿命的前提下，应力求减轻其质量，增大这一系数值。表迈 1－3－4 给出了不同类型载货汽车的整备质量利用系数的统计范围。

表 1－3－4 各类汽车的整备质量利用系数 η_{m_0}

汽 车 类 型			η_{m_0}	备 注
载 货 汽 车	轻 型		0.8～1.1	柴油车为 0.8～1.0
	中 型		1.2～1.35	
	重 型		1.3～1.7	
矿用自卸车	装载量	$m_G < 45t$	1.1～1.5	
		$m_G > 45t$	1.3～1.7	

五、汽车的质量利用系数 η_{md}

载货汽车的装载量 m_G 与其干质量 m_d 之比，称为载货汽车的干质量利用系数，或简称为质量利用系数。汽车的干质量是指未加燃料、润滑油、工作油液、发动机冷却水和附属设备时的汽车质量。这一系数能更准确地反映汽车的金属和材料在货物运输中的贡献或利用率。但在一般技术资料中很少列出汽车的干质量值。

六、汽车的轴荷分配

汽车的轴荷分配是汽车的重要质量参数，它对汽车的牵引性、通过性、制动性、操纵性和稳定性等主要使用性能以及轮胎的使用寿命都有很大的影响。因此，在总体设计时应根据汽车的布置型式、使用条件及性能要求合理地选定其轴荷分配。

汽车的布置型式对轴荷分配影响较大，例如对载货汽车而言，长头车满载时的前轴负荷分配多在 28%上下，而平头车多在 33% ~ 35%。对轿车而言，前置发动机前轮驱动的轿车满载时的前轴负荷最好在 55%以上，以保证爬坡时有足够的附着力；前置发动机后轮驱动的轿车满载时的后轴负荷一般不大于 52%；后置发动机后轮驱动的轿车满载时后轴负荷最好不超过 59%，否则，会导致汽车具有过多转向特性而使操纵性变坏。

在确定轴荷分配时也要考虑到汽车的使用条件。对于常在较差路面上行驶的载货汽车，为了保证其在泥泞路面上的通过能力，常将满载前轴负荷控制在 26% ~ 27%，以减小前轮的滚动阻力并增大后驱动轮的附着力。对于常在潮湿路面上行驶的后驱动轮装用单胎的 4 × 2 平头货车，空载时后轴负荷应不小于 41%，以免引起侧滑。

在确定轴荷分配时还要充分考虑汽车的结构特点及性能要求。例如：重型矿用自卸汽车的轴距短、质心高，制动或下坡时质量转移会使前轴负荷过大，故在设计时可将其前轴负荷适当减小，使后轴负荷适当加大。为了提高越野汽车在松软路面和无路地区的通过性，其前轴负荷应适当减小以减小前轮的滚动阻力。在确定高速轿车的轴荷分配时，还应考虑操纵稳定性的需要。理论分析认为，汽车质心的位置及其与汽车中性转向点的距离，对汽车的静态方向稳定性有决定性的影响。当质心位于中性转向点之前，汽车具有不足转向特性，则汽车的静态方向稳定性较好。而质心的位置与前后轴的轴荷分配有关；中性转向点的位置又与前后轮轮胎侧偏刚度有关。设 G_1，G_2 分别表示前、后轴的静负荷值；$C_{\alpha1}$，$C_{\alpha2}$分别表示两个前轮的轮胎侧偏刚度（单位为 N/rad）之和与两个后轮的轮胎侧偏刚度之和，则在确定轴荷分配时应保证 $G_2C_{\alpha1} < G_1C_{\alpha2}$，以获得不足转向特性和好的方向稳定性。

轴荷分配显然对前后轮胎的磨损有直接影响。为了使其磨损均匀，对后轮装单胎的双轴汽车，要求其满载时的前后轴荷分配均为 50%，而对后轮为双胎的双轴汽车，则前后轴荷可大致按 1/3 和 2/3 的比例处理。当然，在实际设计中由于许多因素的影响，上述要求只能近似地满足。

表 1 – 3 – 5a 给出了各类汽车的轴荷分配范围，表 1 – 3 – 5b 给出了各类轿车轴荷分配的统计平均值。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

表 1－3－5a 各类汽车的轴荷分配范围

车型		空载		满载	
		前轴	后轴	前轴	后轴
轿车	前置发动机前轮驱动（FF）	56%～66%	34%～44%	47%～60%	40%～53%
	前置发动机后轮驱动（FR）	50%～55%	45%～50%	45%～50%	50%～55%
	后置发动机后轮驱动（RR）	42%～50%	50%～58%	40%～45%	55%～60%
货车	4×2 后轮单胎	50%～59%	41%～50%	32%～40%	60%～68%
	4×2 后轮双胎，长头、短头车	44%～49%	51%～56%	27%～30%	70%～73%
	4×2 后轮双胎，平头车	49%～54%	46%～51%	32%～35%	65%～68%
	6×4 后轮双胎	31%～37%	63%～69%	19%～24%	76%～81%
客车	前置发动机后轮驱动				
	中置发动机后轮驱动				
	后置发动机后轮驱动				

表 1－3－5b 各类轿车轴荷分配的统计平均值

	前置发动机前轮驱动		前置发动机后轮驱动		后置发动机后轮驱动	
	前轴	后轴	前轴	后轴	前轴	后轴
空载	61%	39%	50%	50%	40%	60%
2 人在前座	60%	40%	50%	50%	42%	58%
4 人	55%	45%	47%	53%	40%	60%
5 人及行李	49%	51%	44%	56%	41%	59%

第三节 汽车主要性能参数的选择

一、汽车的动力性参数

汽车的动力性参数主要有直接档和 I 档最大动力因数、最高车速、加速时间、汽车的比功率和比转矩等。

1. 直接档最大动力因数 $D_{0\max}$

$D_{0\max}$的选择主要是根据对汽车加速性与燃料经济性的要求，以及汽车类型、用途和道路条件而异。轿车的 $D_{0\max}$随发动机排量的增大而增大。中、高级轿车对加速性要求高，故 $D_{0\max}$值较大。微型和普通级轿车为了节省燃料，$D_{0\max}$值较小。载货汽车的 $D_{0\max}$值是随汽车总质量的增大而逐渐减小的，但也有个限度。微型货车的 $D_{0\max}$值较大，轻型货车次之，因为它们不会拖带挂车，而且对平均车速和加速性能的要求也较高。中、重型货车的 $D_{0\max}$多在 0.04～0.07 范围内。对中、重型货车选择 $D_{0\max}$时的要求是：拖带挂车后仍能以直接档

在具有3%坡度的公路上行驶。鞍式牵引汽车及半挂车等汽车列车的 $D_{0\,max}$ 应在0.03以上。矿用自卸汽车的行驶阻力大，其 $D_{0\,max}$ 值也应不小于0.04。客车的 $D_{0\,max}$ 值也是随着其总质量的增大而减小，但豪华型客车应比普通型客车的 $D_{0\,max}$ 值要大一些。表1－3－6给出了各类汽车的 $D_{0\,max}$ 值，供设计参考。

表1－3－6　各类汽车的一些动力性参数的取值范围

汽车类别				直接档最大动力因数 $D_{0\,max}$	Ⅰ档最大动力因数 $D_{Ⅰ\,max}$	最高车速 $v_{a\,max}$/km/h	比功率（P_e/m_a）/（kW·t^{-1}）	比转矩（T/m_a）/（N·m·t^{-1}）
轿车	微型	发动机排量/L	≤1.0	0.07～0.11	0.30～0.40	90～120	18～50	40～60
	普通级		>1.0～1.6	0.09～0.12	0.30～0.45	120～160	36～64	80～99
	中级		>1.6～2.5	0.11～0.13	0.30～0.50	160～200	43～68	90～110
	中高级		>2.5～4.0	0.13～0.15	0.30～0.50	180～220	50～72	95～125
	高级		>4.0	0.15～0.20	0.30～0.50	200～260	60～110	100～160
载货汽车	微型	总质量/t	≤1.8	0.06～0.11	0.30～0.40	85～120	14～33	30～44
	轻型		>1.8～6	0.06～0.10	0.30～0.40	90～120	15～21	38～44
	中型		>6～14	0.04～0.07	0.30～0.35	90～120	8.5～14	33～47
	重型		>14	0.04～0.07	0.30～0.35	85～110	7.5～13	29～50
矿用自卸汽车				0.04～0.06	0.30～0.50	45～80	5～7	25～50
客车	微型	汽车总长/m	≤3.5	0.07～0.11	0.30～0.40	85～120		
	轻型		>3.5～7	0.08～0.12	0.30～0.45	100～160	15～23	49～73
	中型		>7～10	0.06～0.10	0.30～0.40	95～140	9～15	25～41
	大型		>10	0.05～0.08	0.30～0.38	85～120	9～15	25～41
	铰接式			0.04～0.06	0.30～0.35	70～100	7.2～10	18～24

2. Ⅰ档最大动力因数 $D_{Ⅰ\,max}$

$D_{Ⅰ\,max}$ 直接影响汽车的最大爬坡能力和通过困难路段的能力以及起步并连续换档时的加速能力。它和汽车总质量的关系不明显而主要取决于所要求的最大爬坡度和附着条件。对于公路用车，$D_{Ⅰ\,max}$ 多在0.30～0.38。中级及以上的轿车，其 $D_{Ⅰ\,max}$ 值的上限可高达0.5，以便获得必要的最低车速和较强的加速能力。矿用自卸汽车（装载量为6.5t以下）的 $D_{Ⅰ\,max}$ 值多在0.30～0.46，当采用液力机械传动时，由于汽车起步后动力因数下降较快，为保证有足够的爬坡速度和加速能力，$D_{Ⅰ\,max}$ 值还应取大一些。军用越野汽车的爬坡能力要求高达60%～75%，故其 $D_{Ⅰ\,max}$ 值多选择在0.63以上。表1－3－6也列出了各类汽车的 $D_{Ⅰ\,max}$ 值范围。

3. 最高车速 $v_{a\,max}$

随着汽车性能特别是主被动安全性能的提高以及各国公路路面的改善和高速公路的发展，汽车的最高车速普遍有所提高。选择时应考虑汽车的类型、用途、道路条件、具备的安

试读结束：需要全本请在线购买：www.ertongbook.com

全条件和发动机功率的大小等，并以汽车行驶的功率平衡为依据来确定。各类汽车的这一参数值可参见表 1－3－6。国标 GB/T 12544—90 给出了汽车最高车速试验方法。

4. 汽车的比功率和比转矩

这两个参数分别表示发动机最大功率和最大转矩与汽车总质量之比。比功率是评价汽车动力性能如速度性能和加速性能的综合指标，比转矩则反映了汽车的比牵引力或牵引能力。在比较各国车型的比功率时，应考虑到各国内燃机功率测定标准的差异。为了保证载货汽车在高速公路上的速度适应性，有些国家对汽车的比功率值有所规定。各类汽车的比功率和比转矩值的范围见表 1－3－6。

5. 汽车的加速时间

汽车由起步并换档加速到一定车速 v_a 的时间，称为“0—v_a的换档加速时间”；而在直接档下由车速为 20km/h 加速到某一车速 v_a（km/h）的时间，称为“20—v_a的直接档加速时间”，它们均为衡量汽车加速性能和动力性能的重要指标。轿车常用“0—100km/h”或“0—80km/h”的换档加速时间来评价。中、高级轿车的 0—100km/h 的换档加速时间约为 8～15s；普通级轿车为 12～25s。也可采用 0—80km/h 的换档加速时间来衡量其加速性能。载货汽车常用 0—60km/h 的换档加速时间或在直接档下由 20km/h 加速到某一车速的时间来评价。装载量 2～2.5t 的轻型载货汽车的 0—60km/h 的换档加速时间多在 17.5～30 s；重型货车的 0—50km/h 的换档加速时间为 40～60s。城市大客车和旅游用大客车的 0—70km/h 的换档加速时间多在 33～65s。国外也有用起步并换档加速行驶到某一距离（例如 0—400m，0—500m，0—1000m）所花费的时间来衡量汽车的加速性能的。

国标 GB/T 12543—90 给出了汽车加速性能试验方法。

二、汽车的燃料经济性参数

汽车在良好的水平硬路面上以直接档满载等速行驶 100 km 时的最低燃料消耗量 Q（L/100km），称为汽车的“百公里最低燃料消耗量”，是汽车的燃料经济性常用的评价指标。它也是满载的汽车在良好的硬路面上用直接档以经济车速等速行驶时的百公里耗油量。单位汽车总质量的百公里最低燃料消耗量，又称为汽车的“单位燃料消耗量”（L/（100km·t））。在新车设计时，其燃料经济性可参考总质量相近的同类车型的百公里耗油量或单位燃料消耗量来估算。表 1－3－7 为载货汽车的单位燃料消耗量的统计值范围。轿车的单位燃料消耗量为 7.5～10.5 L/（100km·t）。美国对汽车的燃料经济性的评价指标为 mpg，即每加仑燃料行驶的英里数。为了节能，有些国家对汽车的燃料消耗有严格规定，如 1985 年美国规定轿车的燃料经济性指标为 27.5 英里/加仑（mile/gallon）或 8.6L/100km。表 1－3－8 给出了一些车型的百公里最低燃料消耗量。国标 GB 4352—84 和 GB 4353—84 分别给出了载货汽车和载客汽车运行燃料消耗量。GB/T 12545—90 给出了汽车燃料消耗量试验方法。

表 1－3－7 载货汽车的单位燃料消耗量 L/（100km·t）

汽车总质量 m_a/t	汽油机	柴油机
<4	3.0～4.0	2.0～2.8
4～6	2.8～3.2	1.9～2.1

（续）

汽车总质量 m_a/t	汽油机	柴油机
6～12	2.68～2.82	1.55～1.86
>12	2.50～2.60	1.43～1.53

三、汽车的机动性参数

汽车的最小转弯半径 R_{min}是汽车机动性的主要参数。R_{min}是指当转向盘转至极限位置时由转向中心至前外轮接地中心的距离，它反映了汽车通过小曲率半径弯曲道路的能力和在狭窄路面上或场地上调头的能力。其值与汽车的轴距、轮距及转向车轮的最大转角等有关，并应根据汽车的类型、用途、道路条件、结构特点及轴距等尺寸选取。表 1－3－9 给出了最小转弯半径的统计值范围，其中货车 R_{min}值的下限对应于短轴距汽车；轻型及以下的货车（总质量 $m_a \leqslant 6t$）要求有高的机动性，因此这类汽车的 R_{min}应尽可能小一些。大型鞍式牵引半挂车的 R_{min}一般在 5.5～7.5m 以内，6×4 驱动型式的可达 10m 左右。轿车的 R_{min}一般约为轴距的 2～2.5 倍。

四、汽车的操纵稳定性参数

汽车操纵稳定性的评价指标较多，其中与总体设计关系密切且应在设计中当作设计指标予以控制的参数有：

1. 转向特性参数

当汽车转弯或受侧向风力作用时，由于轮胎的侧偏使前、后轴产生相应的侧偏角 δ_1，δ_2。其角度差（$\delta_1-\delta_2$）为正、负、零时使汽车分别获得“不足转向”、“过度转向”和“中性转向”等特性。为了保证良好的操纵稳定性，希望得到不足转向特性。通常用汽车以 $0.4g$ 的向心加速度作定圆等速行驶时前、后轴的侧偏角之差（$\delta_1-\delta_2$）作为评价转向特性的参数，希望它是一个较小的正角度值，例如轿车以 1°～3°为宜。

2. 车身侧倾角

当汽车以 $0.4g$ 的向心加速度作定圆等速行驶时，其车身侧倾角在 3°之内为好，最大不得超过 7°。

3. 制动点头角

汽车以 $0.4g$ 的减速度制动时的车身点头角应不大于 1.5°，否则将影响乘坐舒适性。

国标 GB 6323—86 给出了汽车操纵稳定性试验方法。

五、汽车的行驶平顺性参数

汽车的行驶平顺性通常以车身的垂向振动参数来评价，如车身的垂向振动加速度、自由振动固有频率、振幅以及人－车振动系统的响应特性等。在总体设计时，通常应给出前后悬架的偏频或静挠度、动挠度以及车身振动加速度等参数值作为设计要求。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

表1-3-8 一些车型的动力性及燃料经济性指标

车型	发动机排量/L	发动机最大功率/kW及其转速/r·min^{-1}	发动机最大转矩/N·m及其转速/r·min^{-1}	汽车总质量/t	乘坐人数	最高车速/km·h^{-1}	加速时间/s	平均油耗/L/100km
富康 1.6iAL	1.587	65/5600	135/3200	1.495	5	182	0—100km/h:13.4	90km/h 时 6.5; 120km/h 时 8;市区:10
富康 RX	1.36	49/5400	110/3200	1.490	5	160	0—100km/h:16.4	90km/h 时 6.0;市区:8.5
CITROËN XANTIA	1.761 1.998	70/6000 92/5750	148/3000 183/2750	1.720 1.822	5 5	182 197	0—100km/h:13.9 0—100km/h:13.2	90km/h 时 6.1;市区:10.9 90km/h 时 6.2;市区:12.1
捷达 JETTA GT	1.6	74/5800	150/3800		5	180	0—100km/h:12.5	90km/h 时 6.9
高尔夫 Golf	2.0	85/5200	170/2400	1.735	5	192	0—100km/h:11.9	市区:12.8,郊外:6.7 综合:8.9
奥迪 Audi A6	1.781 2.393 2.771	110/5700 121/6000 140/6000	210/1750～4600 230/3200 280/3200		5 5 5	206～208 214 226～228	0—100km/h:10.2 0—100km/h:11.1 0—100km/h:8.8	90km/h 时:6.1～6.6 90km/h 时:6.8 90km/h 时:6.9～7.2
奥迪 Audi 100	1.8 2.2 2.6	66/5200 98/5500 102	145/3300 182/3500 210	1.710 1.800 1.950	5 5 5	175 202 210		90km/h 时:5.9 6.5 6.9
奥迪 Audi V8L 4×4	4.2	206	400	2.310		249		9.2
红旗 CA7200	1.996	64/5500	150/2800～3200	1.710	5	165	0—100km/h:16	90km/h 时 8.1; 120km/h 时 9.9;市区:13
红旗 CA7221	2.2	67	161	1.720	5	170		9.35
红旗 CA7221L	2.2	95	187	1.840	5	202		6.5
红旗 CA7560	5.65	162	412	3.290		160		17
桑塔纳 Santana	1.8	70/5200	121/3500		5	160	0—100km/h:13.7	90km/h 时 7.9
桑塔纳 2000	1.8	72/5200	145/3300		5	166	0—100km/h:16	90km/h 时 7.4
切诺基 BJ7250 4×4	2.466	73.5/4800	178/2500	1.881	5	135		平均车速 60km/h 时 9.0
帕萨特 Passat	1.8 2.8	110/5700 142/6000	210/1750～4600 280/3200	1.950 2.100	5 5	215 233	0—100km/h:10.4 0—100km/h:9.7	市区:13.6,郊外:7.0,综合:9.4 市区:16.2,郊外:7.8,综合:10.9
夏利 TJ7100U TJ7100	0.993	38/5600	75.5/3200	1.170 1.140	5	135 145		4.65 4.5

（续）

车型	发动机排量/L	发动机最大功率/kW 及其转速/r·min⁻¹	发动机最大转矩/N·m 及其转速/r·min⁻¹	汽车总质量/t	乘坐人数	最高车速/km·h⁻¹	加速时间/s	平均油耗/L/100km
TOYOTA CAMRY	2.164	96/5200	196/4200		5			
TOYOTA COROLLA	1.587 1.296	81/6000 53/6200	145/4800 101/4200		5 5			
HONDA ODYSSEY RA188TP	2.156	107/5600	200/4600		7			
别克 Buick GL,GLX,新世纪	2.98	126/5200	250/4400	1.563 1.525 (GL 型)	5	173	0—100km/h:10.9	90km/h 时 6.9L 城郊 11.2L
奥拓 ALTO	0.796	29.4/5500	59/3000		4			60km/h 时 5.50
Benz 220S	2.195	91/5200	192/3700	1.935	5～6	165	0—80km/h:9.7	10.7
Benz 300SE	2.996	144/5500	281/4100	2.055	5～6	185	0—80km/h:7.6	12.5
Benz 600	6.329	220/4000	600/3000	3.130	6	205	0—80km/h:6.9	17.8
依维柯 A40.10	2.499	76/3800	230/2200	4.020	16	105		50km/h 时 9
解放 CA6440G CA6440G1 CA6440G2	2.21	65	157	2.035 2.175 2.325	7 9 11	120		10
解放 CA1020PLF CA1026P4LF	2.21	65	157	2.420 2.495	载货 0.9t 0.7t	105		10.5
解放 CA1170P2K1L2	7.146	174	852	16.670	载货 9t	114		22.5
大众汽车 新甲壳虫 New Beetl	2.0	85/5200	170/2400	1.675	5	182	0—100km/h:12.9 0—80kg/h:8.9	市区:13.3,郊外:7.21,综合:9.5
大众汽车 波罗 Polo	1.4	74/6000	126/4400	1.500	5	188	0—100km/h:10.4 0—80km/h:7.0	市区:9.4,郊外:5.2,综合:6.7
大众汽车 路波 Lupo	1.4	74/6000	126/4400	1.400	5	188	0—100km/h:10.0 0—80km/h:6.8	市区:9.3,郊外:5.1,综合:6.6
大众汽车 夏朗 Sharan	1.8 2.8	110/5500 128/5800	210/1850 235/4200	2.450 2.500	8 8	189 193	0—100km/h:12.5 0—100km/h:12.9	市区:15.3,郊外:9.0,综合:11.3 市区:18.0,郊外:10.1,综合:13.0

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

表 1－3－9 各类汽车的最小转弯半径 R_{min}

车 型	级 别	R_{min}/m	车 型	级 别		R_{min}/m
轿 车	微 型	3.5～5.0	货 车	总质量 m_a/t	<3	4.0～6.0
	普通级	4.5～6.0			3～6	5.0～7.0
	中 级	5.0～6.5			6～9	5.5～8.0
	中高级	5.0～7.0			9～12	6.0～9.0
	高 级	5.5～7.5			>12	6.5～10.5
客 车	微 型	4.0～5.5	矿用自卸车	装载量 m_G/t	<45	15.0～19.0
	轻 型	5.0～6.5				
	中 型	7.0～10.0			>45	18.0～24.0
	大 型	8.5～11.0				

前、后悬架的偏频 n_1 与 n_2 应接近且应使 n_2 略高于 n_1，以免发生较大的车身纵向角振动。但微型轿车因轴距短使后排座接近后轮，为了改善其后座的舒适性，可以将后悬架设计得软一些而使 $n_2 < n_1$。表 1－3－10 为各类汽车的偏频值和静、动挠度值的一般范围。对于舒适性要求高的汽车的偏频值取低限。对于前、后悬架的静挠度值 f_{c1} 和 f_{c2} 的匹配，推荐取 $f_{c2}=(0.8\sim0.9)f_{c1}$；而对于货车考虑到前、后轴荷的差别和避免司机疲劳，则前、后静挠度值之比值要更大些。

表 1－3－10 汽车悬架的偏频、静挠度和动挠度

车 型		满载时偏频 n/Hz		满载静挠度 f_c/cm		满载动挠度 f_d/cm	
		前悬架 n_1	后悬架 n_2	前悬架 f_{c1}	后悬架 f_{c2}	前悬架 f_{d1}	后悬架 f_{d2}
轿 车	普通级、中级	1.02～1.44	1.18～1.58	12～24	10～18	8～11	10～14
	高 级	0.91～1.12	0.98～1.29	20～30	15～26	8～11	10～14
客 车		1.29～1.89		7～15		5～8	
载 货 汽 车		1.51～2.04	1.67～2.23	6～11	5～9	6～9	6～8
越 野 汽 车		1.39～2.04		6～13		7～13	

六、汽车的制动性参数

常以制动距离、制动减速度和制动踏板力作为汽车制动性能的主要设计指标和评价参数。制动距离是指在良好的试验跑道上和规定的车速下，紧急制动时由踩制动踏板起到完全停车的距离。我国通常阱车速为 30km/h 和 50km/h 的最小制动距离来评比不同车型的制动效能。表 1－3－11 为一些车型制动距离的统计值范围。对于紧急制动时踏板力，货车要求不大于 700N；轿车要求不大于 500N。设计中在制订制动性能标准时还应适应有关安全性的国家标准、法规等对汽车制动效能的要求，对货车和客车制动效能的要求如表 1－3－12 所

示，且规定：在踏板力不大于 700N 的条件下，总制动距离不得大于该表规定值的 120%，制动减速度不得小于该表规定值的 80%。

七、汽车的通过性参数

总体设计要确定的通过性参数有：最小离地间隙 h_{min}、接近角 α、离去角 β 及纵向通过半径 ρ。这些参数的取值主要是根据汽车的类型和道路条件，其一般范围见表 1－3－13。

表 1－3－11　汽车制动距离的统计值范围

车　型		v_a = 30km/h 时的制动距离/m	v_a = 50km/h 时的制动距离/m
轿车	微　型	5.0～6.0	
	普　通　级	5.5～6.5	
	中　级	5.5～6.5	
	中高级、高级	5.2～8.0	14～19
载货汽车	微　型	5.0～6.0	
	轻　型	5.5～7.0	15～19
	中　型	6.5～8.0	
	重　型	7.5～11.0	

表 1－3－12　货车和客车行车制动效能要求

汽　车　类　型	总制动距离/m（v_a = 30km/h）	减速度 =（v_a = 65km/h）
轻型货车和客车（最大总质量≤4.5t）	≤7	≥0.5g
货车和客车（最大总质量 > 4.5t）	≤8	≥0.5g

表 1－3－13　汽车通过性的几何参数

汽车类型		最小离地间隙 h_{min}/m	接近角 α/（°）	离去角 β（°）	纵向通过半径 ρ/m
轿车	微型、普通级 中级、中高级、高级	0.12～0.18 0.13～0.20	20～30	15～23	3～5 5～8
客车	轻　型 中型、大型	0.18～0.22 0.24～0.29	12～40	8～20 9～20	— 5～9
货车	轻　型 中型、重型	0.18～0.22 0.22～0.30	25～60	25～45	2～4 4～7
矿用自卸汽车		> 0.32			
越野汽车		0.26～0.37	36～60	35～48	1.9～3.6

对军用越野汽车还应有涉水深度、通过的沼泽深度、越过的障碍高度、通过的壕沟宽度以及单位汽车质量的挂钩牵引力等通过性参数的极限值要求。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

第四章 汽车发动机的选型

第一节 发动机基本型式的选择

至今世界上绝大多数的汽车都是采用往复活塞式内燃机，其中绝大多数的轿车采用汽油机，而几乎全部的重型货车、绝大多数的中型货车和相当一部分轻型货车则采用柴油机。近二三十年来在极少数汽车上采用了转子发动机、燃气轮机、高能蓄电池和电动机等动力装置。为消除污染以蓄电池为能源的电动汽车受到各国的重视，列为发展方向并在加紧研制中。但从目前的情况来看，在相当长的时期内，往复式内燃机仍将是汽车发动机的主要型式。因此，这里仅就汽车内燃机的选型问题进行讨论。

在汽车发动机基本型式的选择中首先应确定的是采用汽油机还是柴油机，其次是气缸的排列型式和发动机的冷却方式。

就世界范围而言，大型汽车的发动机已经柴油化，中型汽车也多采用柴油机，轻型载货汽车采用柴油机的也不少，甚至欧洲已将小型高速柴油机用到某些轿车上。与汽油机相比，柴油机具有油耗低、燃料经济性好、无点火系统，故障少、工作更可靠，耐久性好、寿命长，排气污染较低和防火安全性好等优点。但一般柴油机的振动及噪声较大，轮廓尺寸及质量较大，造价较高，起动较困难并易冒黑烟。近年来，由于柴油机在产品设计和制造工艺方面的不断完善，其上述缺点已得到较好的克服。较大马力、高转速、低噪声、小型化且运转平稳的柴油机的研制开发成功，使装柴油机的轻型汽车日益增多，在轿车上的装用也取得成功。但预计在今后相当长的一段时期内，考虑到燃料使用的平衡及汽油机的转速高、升功率高、转矩适应性较好、轮廓尺寸及质量较小、便于布置、振动及噪声较低和适于高速车辆等特点，绝大多数的轿车和小型车辆仍将采用汽油机，而装载量6t以上的汽车将全部装用柴油机，装载量2～5t的部分轻型和中型汽车则采取两种发动机均可安装而由用户选择的方式为宜。

按气缸排列型式，发动机又有直列、水平对置和V型等区别。直列式的结构简单、维修方便、造价低廉、工作可靠、宽度小、易布置，因而在中型及以下的货车上和排量不大的轿车上得到了广泛应用。4L以下的汽油机多采用直列式，但对大排量的直列发动机而言，不是缸径过大，就是缸数过多，使发动机过长和过高，质量也过大。因此，在中高级以上的轿车、重型载货汽车和重型越野汽车上，采用V型发动机的日益增多。V型发动机相对于直列式有许多优点，其长度显著缩短（约25%～30%），高度降低，质量减小约20%～30%；曲轴箱及曲轴的刚度增大；易于设计尺寸紧凑的高转速、大功率发动机且易于系列化，如V6，V8，V10及V12等，而直列式通常到6缸，最多8缸。对于长度受到限制的车辆来说，由于V型发动机的长度短，适宜于这类车辆的总体布置，但由于其宽度大，故在平头车上布置困难。V型发动机的造价高，故在应用中受到限制，多用于排量在6L以上和缸径大于150mm的汽油机和12L以上的柴油机。水平对置式发动机的高度低且易于平衡，水平对置双缸发动机在微型汽车上得到应用。

按冷却方式，发动机又有水冷式和风冷式之分。水冷发动机冷却均匀可靠，散热好，气

缸变形小，缸盖、活塞等主要零件的热负荷较低，可靠性高；能很好地适应大功率发动机的冷却要求；发动机增压后也易于采取措施（加大水箱、增加泵量）加强散热；噪声小；车内供暖易解决。因此，绝大多数的汽车都采用了水冷发动机。但其冷却性能受气温影响显著，设计时应考虑避免高温天气出现发动机过热的问题。风冷发动机的冷却系统简单，维修简便；对于在沙漠和缺水地区及炎热、酷寒地区使用的适应性好，不会产生发动机过热和冻结等故障；还可省去消耗铜材的水箱。但大缸径的风冷发动机的冷却不够均匀；缸盖等有关零件的热负荷高，可靠性不及水冷式的；噪声大；油耗较高，故仅在安装小排量发动机的微型汽车上得到应用，在其他类型的汽车上应用不多。大型风冷发动机虽也能达到较高的性能指标，但需采用较多的结构、工艺措施，造价较高。

第二节　发动机主要性能指标的选择

一、发动机最大功率 $P_{e\,max}$ 及其相应转速 n_P

发动机功率愈大则汽车的动力性愈好，但功率过大会使发动机功率利用率降低，燃料经济性下降，动力传动系的质量也要加大。因此，应合理地选择发动机功率。

设计初可参考同类型、同级别且动力性相近的汽车的比功率进行 $P_{e\,max}$ 的估算，比功率值亦可由表 1－3－6 选取。$P_{e\,max}$ 亦可根据所要求的最高车速 $v_{a\,max}$ 按下式计算出：

$$P_{e\,max}=\frac{1}{\eta_T}\left(\frac{m_a gf}{3600}v_{a\,max}+\frac{C_D A}{76140}v_{a\,max}^3\right) \qquad (1-4-1)$$

式中　$P_{e\,max}$——发动机最大功率，kw；

η_T——传动系的传动效率，对单级主减速器驱动桥的 4×2 式汽车取 $\eta_T\approx0.9$；

m_a——汽车总质量，kg；

g——重力加速度，m/s²；

f——滚动阻力系数，对载货汽车取 0.02，对矿用自卸汽车取 0.03，对轿车等高速车辆需考虑车速影响并取 $f=0.0165+0.0001(v_a-50)$；

$v_{a\,max}$——最高车速，km/h；

C_D——空气阻力系数，轿车取 0.4～0.6，客车取 0.6～0.7，货车取 0.8～1.0；

A——汽车正面投影面积，m²，若无测量数据，可按前轮距 B_1、汽车总高 H、汽车总宽 B 等尺寸近似计算：

对轿车　　$A\approx0.78BH$，

对载货汽车　　$A\approx B_1H$。

按式（1－4－1）求出的 $P_{e\,max}$ 应为发动机在装有全部附件下测定时得到的最大有效功率或净输出功率，它比一般发动机外特性的最大功率值低 12%～20%。

在整车选型阶段还应对发动机最大功率时的转速 $n_P\pm\Delta n_P$ 提出要求，因为它不仅影响发动机本身的技术指标和使用性能及寿命，而且影响整车的性能（例如 $v_{a\,max}$）、传动系的寿命以及对主减速比 i_0 的选择。

近年来，随着车速的提高，发动机转速也在不断地提高。同时，提高发动机转速也是提高其功率、减小其质量的有效措施。但提高转速会使活塞的平均速度加快及热负荷增高、曲

试读结束：需要全本请在线购买：www.ertongbook.com

柄连杆机构的惯性力增大而加剧磨损，导致寿命下降，并加大振动和噪声。因此，发动机转速的提高也有一定的限度。当前，轿车汽油机的 n_P 大多为 4000～6000r/min；轻型货车汽油机的 n_P 大多为 3800～5000r/min；中型货车汽油机的，n_P 多为 3200～4400r/min，其柴油机的 n_P 多为 2200～3400r/min；重型货车柴油机的 n_P 多为 1800～2600r/min；轿车和轻型客车、轻型货车用的小型高速柴油机的咒，多为 3200～4200r/min。应根据汽车与发动机的类型、最高车速、最大功率、选用的活塞平均速度 c_m、活塞冲程 s、缸径、缸数、工艺水平等因素来合理的确定 n_P（$c_m = s \cdot n_P/30$，单位为 m/s）。

二、发动机最大转矩 $T_{e\,max}$及其相应转速 n_T

发动机的最大转矩 $T_{e\,max}$及其相应转速 n_T 对汽车的动力因数、加速性能及爬坡性能等动力特性都有直接影响，而其转矩适应系数 $\alpha = T_{e\,max}/T_P$，即最大转矩与最大功率下的转矩之比值，则标志着汽车行驶阻力增加时发动机沿着外特性曲线自动增加转矩的能力。显然，α 值大则换档次数可减少，从而油耗也可降低。这对经常行驶在山区道路的汽车来说是很适宜的。但对高速车，在发动机最大转矩值相同的情况下，转矩曲线平一些（即 α 值小一些），汽车的高速动力性就要好一些。因此，在汽车的选型阶段，就应针对所设计汽车的类型、用途、道路条件等情况合理地选择发动机的 $T_{e\,max}$，n_T 及 α。

汽油机的 α 值多为 1.2～1.35，但近年来汽油机高速化结果使其转矩适应系数 α 值也有所下降，有的低至 1.1 左右。车用柴油机的 α 值多在 1.1～1.25（带校正器时）和 1.05～1.10（不带校正器时）。

当发动机的最大功率 $P_{e\,max}$及相应转速 n_P 确定后，可按下式求发动机的最大转矩 $T_{e\,max}$（单位为 N·m）：

$$T_{e\,max} = \alpha T_P = 7019\alpha \frac{P_{e\,max}}{n_P} \tag{1-4-2}$$

式中 α——发动机的转矩适应系数；

T_P——最大功率时的转矩，N·m；

$P_{e\,max}$——最大功率，kw；

n_P——最大功率的相应转速，r/min。

发动机最大转矩的相应转速 n_T 的选择原则，是使 n_T 与 n_P 保持适当关系。因为 n_T 过于接近 n_P，则会使直接档最低稳定车速偏高，导致在通过繁忙的交叉路口时换档次数变多，甚至需要增多变速器的档位数。因此，称为转速适应系数的 n_P 与 n_T 之比不宜小于 1.4，通常取 $n_P/n_T = 1.4 \sim 2.0$，并由发动机设计保证。

三、发动机适应性系数 Φ

上述的转矩适应系数 α 与转速适应系数 n_P/n_T 之乘积，能表明发动机适应汽车行驶工况的程度，称为发动机适应性系数，并表达为

$$\Phi = \alpha \cdot \frac{n_P}{n_T} = \frac{T_{e\,max}}{T_P} \cdot \frac{n_P}{n_T} \tag{1-4-3}$$

Φ 值愈大，则发动机的适应性愈好。采用 Φ 值大的发动机可减少换档次数、减轻司机的疲劳、减小传动系的磨损和降低油耗。现代发动机的适应性系数值对汽油机 $\Phi = 1.4 \sim 2.4$；对柴油机 $\Phi = 1.6 \sim 2.6$。

第五章　轮胎的选定

轮胎的尺寸和型号是进行汽车性能计算和绘制总布置图的重要原始数据之一，因此，在总体设计开始阶段就应选定，而选择的依据是车型、使用条件、轮胎的静负荷、轮胎的额定负荷以及汽车的行驶速度。当然还应考虑与动力一传动系参数的匹配以及对整车尺寸参数（例如汽车的最小离地间隙、总高等）的影响。

轮胎所承受的最大静负荷与轮胎额定负荷之比，称为轮胎负荷系数。大多数汽车的轮胎负荷系数取为 0.9～1.0，以免超载。轿车、轻型客车及轻型货车的车速高、轮胎受动负荷大，故它们的轮胎负荷系数应接近下限；对在各种路面上行驶的货车，其轮胎不应超载；对在良好路面上行驶且车速不高的货车，其轮胎负荷系数可取上限甚至达 1.1；对车速不高的重型货车、重型自卸汽车，此系数亦可偏大些。但过多超载会使轮胎早期磨损，甚至发生胎面剥落及爆胎等事故。试验表明：轮胎超载 20%时，其寿命将下降 30%左右。

为了提高汽车的动力因数、降低汽车及其质心的高度、减小非簧载质量，对公路用车在其轮胎负荷系数以及汽车离地间隙允许的范围内应尽量选取尺寸较小的轮胎。采用高强度尼龙帘布轮胎可使轮胎的额定负荷大大提高，从而使轮胎直径尺寸也大为缩小。例如装载量 4t 的载货汽车在 20 世纪 50 年代多用的 9.00－20 轮胎早已被 8.25－20，7.50－20 甚至 8.25－16 等更小尺寸的轮胎所取代。越野汽车为了提高在松软地面上的通过能力常采用胎面较宽、直径较大、具有越野花纹的超低压轮胎。山区使用的汽车制动频繁，制动鼓与轮辋之间的间隙应大一些，以便散热，故应采用轮辋尺寸较大的轮胎。轿车都采用直径较小、断面形状扁平的宽轮辋低压轮胎，以便降低质心高度，改善行驶平顺性、横向稳定性、轮胎的附着性能并保证有足够的承载能力。

表 1－5－1 给出了部分国产汽车轮胎的规格、尺寸及使用条件。我国各种汽车的轮胎和轮辋的规格及其额定负荷可查相应的国家标准。轿车轮胎标准见 GB 2978—82；货车和客车的轮胎规格详见国标 GB 516—82。货车的后轮装双胎时，比单胎使用时的负荷可增加 10%～15%。

表 1－5－1　国产汽车轮胎的规格、尺寸及使用条件

轮胎规格	层数	主要尺寸/mm				使用条件			
		断面宽	外直径			最大负荷/N	相应气压 $p/10^{-1}$MPa	标准轮辋	允许使用轮辋
			普通花纹	加深花纹	越野花纹				
轿车、中小型客车、轻型货车及其挂车轮胎									
6.50—14	6 8	180	705			5850 6900	3.2 4.2	$4\frac{1}{2}$J	5J
6.50—16 (6.50R16)	6 8	190	755	765		6350 7550	3.2(3.5) 4.2(4.6)	5.50F	5.00E　5.00F

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

（续）

轮胎规格	层数	主要尺寸/mm				使用条件			
		断面宽	外直径			最大负荷/N	相应气压 $p/10^{-1}$ MPa	标准轮辋	允许使用轮辋
			普通花纹	加深花纹	越野花纹				
轿车、中小型客车、轻型货车及其挂车轮胎									
7.00—15 (7.00R15)	6 8	200	750	760		6800 8000	3.2(3.5) 4.2(4.6)	5.50F	6.00G
7.00—16 (7.00R16)	8 10	200	780	790		8500 9650	4.2(4.6) 5.3(5.6)	5.50F	6.00G
7.50—15 (7.50R15)	8 10	220	785	790		9300 10600	4.2(4.6) 5.3(5.6)	6.00G	5.50F 6.50H
7.50—16 (7.50R16)	8 10 12	220	810	820		9700 11050 12400	4.2(4.6) 5.3(5.6) 6.3(6.7)	6.00G	5.50F 6.50H
8.25—16 (8.25R16)	12	240	860	870		13500	5.3(5.6)	6.50H	6.00G
9.00—16 (9.00R16)	8 10	255	890	900		12200 13550	3.5(3.9) 4.2(4.6)	6.50H	6.00G
大客车、载货汽车及其挂车轮胎									
7.00—20 (7.00R20)	10	200	904		920 (915)	12550	5.6(6.0)	5.5	5.50S 6.0 6.00S
7.50—20 (7.50R20)	10 12 14	215	935		952 (947)	14050 15550	5.6(6.0)	6.0	6.00T 6.5 6.50T
8.25—20 (8.25R20)	10 12 14	235	974	982 (980)	992 (986)	15900 17700 19400	5.3(5.6) 6.3(6.7) 7.4(7.7)	6.5	6.50T 7.0 7.00T 7.0T 5°
9.00—20 (9.00R20)	10 12 14	259	1018	1030 (1025)	1038 (1030)	18350 20500 22550	4.9(5.3) 6.0(6.3) 7.0(7.4)	7.0	7.00T 7.5 7.50V 7.0T 5°
10.00—20 (10.00R20)	12 14 16	278	1055	1067 (1060)	1073 (1065)	21600 24050 26300	5.3(5.6) 6.3(6.7) 7.4(7.7)	7.5	7.50V 8.0 8.0V5° 8.00V
11.00—20 (11.00R20)	14 16	293	1085	1100 (1090)	1105 (1095)	26250 28700	6.3(6.7) 7.4(7.7)	8.0	8.00V 8.5 8.50V 8.5V5°
12.00—20 (12.00R20)	16 18	315	1125		1145 (1135)	30850 32700	6.7(7.0) 7.4(7.7)	8.5	8.50V 8.50V 5° 9.00V
12.00—24 (12.00R24)	16	315	1225		1247 (1238)	34700	6.7(7.0)	8.5	8.50V 8.5V 5° 9.00V
13.00—20 (13.00R20)	16	340	1177		1200 (1190)	33550	6.0(6.3)	9.0	
14.00—20 (14.00R20)	20	375	1240		1265 (1155)	43650	7.0(7.4)	10.0	

说明：1. **新胎外直径公差为** ±1.0%，**断面宽公差为** ±3%；**最大负荷指单胎时。**

2. **轮辋规格的数字为宽度（单位为** in**），英文字母表示边缘高度（单位为** mm**）；**E—19.81；F—22.23；G—27.94；H—33.73；J—17.27；S—33.33；T—38.10；V—44.45。

3. **表中各列数据中如无带括号的数据通用于斜交胎与子午线胎，否则不带括号的为斜交胎，带括号的为子午线胎。**

第六章　汽车总布置图的绘制

第一节　汽车总布置草图

绘制汽车总布置草图是汽车总体设计和总布置的重要内容。因为一旦汽车总布置草图完成并确定了，具体的汽车总体设计蓝图也就有了。这里仅就绘制总布置草图的要点介绍如下：

一、搜集和绘制有关总成、部件的外形图

这是为绘制汽车总布置草图做准备的一步。

二、基准线的选择及其画法

在绘制总布置草图时，首先要选择绘图的基准线（面）。通常选择车架上平面线、前轮中心线、汽车中心线、地面线、前轮铅垂线作为基准线，其定义及作用如下：

1. 车架上平面线

车架纵梁较长的一段上平面在汽车侧视图和前视图上的投影线定义为车架上平面线。它是作为标注汽车各垂向尺寸的基准线或零线。而对于具有承载式车身的汽车，则以车身中部底板下表面或中部边梁的下翼面在侧视图或前视图上的投影线作为标注垂向尺寸的基准线或零线。

2. 前轮中心线

通过左右前轮的中心并垂直于车架上平面线的平面在汽车侧视图和俯视图上的投影线定义为前轮中心线。它是标注汽车各纵向尺寸的基准线或零线。

3. 汽车中心线

汽车纵向垂直对称平面在俯视图和前视图上的投影线定义为汽车的中心线。它是标注汽车各侧向尺寸的基准线。

4. 地面线

地平面在汽车侧视图和前视图上的投影线定义为地面线。它是标注汽车高度、货台高度、离地间隙、接近角和离去角等尺寸的基准线。

5. 前轮铅垂线

通过左右前轮的中心并垂直于地面的平面在侧视图上的投影线定义为前轮铅垂线。它是标注汽车轴距和前悬的基准线。

当车架上平面线与地面线平行时，前轮中心线即与前轮铅垂线相重合，轿车即是这样。而载货汽车满载静止时的车架上平面线一般设计成与地面线相倾斜，且前低后高的倾斜 $0.5°\sim1.5°$ 的小角度 α_F，以便汽车驱动时车厢能趋于水平。为了绘图简便，在绘制汽车侧视图时，应将车架上平面线这条基准线画成水平的，否则驾驶室及货箱等都要倾斜一个小角度

本作品为本人原创，未经授权，请勿抄袭，侵权必究！

α_F。

汽车总布置草图多由侧视图开始，而侧视图则由绘制基准线开始。首先画出地面线，然后在该线上找出相距为轴距 L 的 A，B 两点，如图 1－6－1 所示。过 A，B 点做垂直于地面线的垂直线，即得前后轮的铅垂线。沿铅垂线以轮胎的滚动半径 r_{r1}，r_{r2} 找出前后轮中心 O_1，O_2，再以 O_1，O_2 为圆心，以轮胎的自由半径 r_{01}，r_{02} 为半径画出轮胎外圆。为了画出车架上平面线先要找出车架上平面线与前后轮铅垂线之交点 A'，B' 的离地高度 a，b。它们可分别由满载静止的汽车在前后轮铅垂线处的各相关零部件的安装尺寸链求得，且 a，b 尺寸间具有关系式：$b - a = L\tan\alpha_F$。连接 A'，B' 两点即绘得车架上平面线。过 O_1 点作车架上平面线的垂线，即为前轮中心线。它与车架上平面线交于 A'' 点。在绘制汽车总布置尺寸控制图时，前轮中心线和车架上平面线应取为主图板方格线的零线。

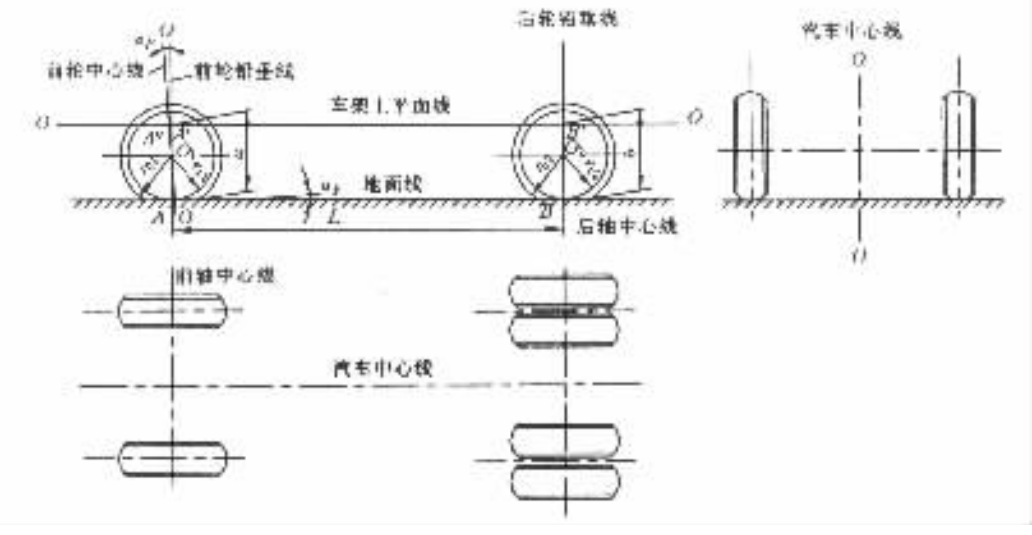


图 1－6－1 总布置图的基准线

三、车厢及驾驶室的布置

总布置应由车厢或驾驶室的内部布置开始，而其内容主要是解决乘客或司机与座椅、驾驶操纵机构以及车厢或驾驶室之间的空间尺寸布置。人的尺寸是布置的关键因素。我国曾对当代中国人的尺寸进行过统计，认为 90% 的男子身高约在 1554～1823mm 范围内。为了方便布置工作，可按这一统计数据用有机玻璃板、硬铝板或胶合板制成大、中、小三种，尺寸比例为 1:5 或 1:1 的人体样板。用均值制作的如图 1－6－2 的名义尺寸所示的样板，可用来确定基本布置尺寸，另外两种样板可用来确定其调整范围。考虑到我国汽车也要推向世界，因此，图 1－6－3 也给出了按欧洲男子肩以下的身材统计值制作的人体样板供使用和参考。该样板按腿部尺寸 l_1，l_2 的统计值的代表性分三种：代表性为 90% 的人体样板腿最长（l_1 = 456mm，l_2 = 444mm），其肩以下的尺寸如图 1－6－3 所示，用于基本布置；代表性为 50% 的样板（腿长：l_1 = 432mm，l_2 = 417mm）及代表性为 10% 的样板（l_1 = 408mm，l_2 = 390mm）的其他尺寸均采用 90% 的，因为它们多用于确定司机座椅沿前后方向和垂直方向的调整范围。

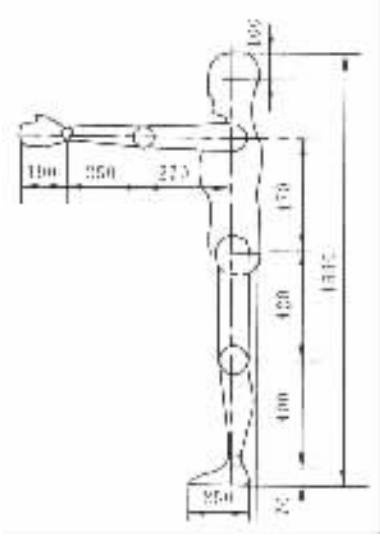


图 1－6－2　按中国男子身材统计值制作的人体样板

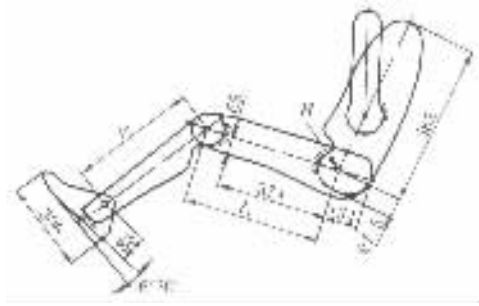


图 1－6－3　按欧洲男子肩以下身材的统计值制作的人体样板

人体样板的各部关节处有铰链，以便在布置时能模拟人处于各种位置的体形，如驾驶的姿式或仰靠坐姿等，以检查布置尺寸是否合适。图 1－6－3 的样板铰接处还带有刻度，可直接读出夹角的度数，且躯干部以铰链连接着一个垂向标尺以便测量向后仰靠的倾角（见图 1－6－4 上的 α 角）。各铰接处也带有定位装置。

为了布置司机座处的空间，首先应确定该处的地板高度、地板倾斜部分的尺寸及发动机机舱后隔板的前后位置。这时还应考虑到地毯、内饰件及隔音、隔热材料对相关部分尺寸的影响。司机座垫在司机重力压缩下后部最低处的最小离地板高度应大于 200mm；通常操纵踏板处地板倾斜部分的宽度 $\geqslant$306mm。以这些条件为基础就可以布置司机的位置及司机座处的空间尺寸。图 1－6－4 是模拟司机坐姿时用人体样板对司机座椅及该处空间尺寸进行布置的情况。此时，决定座椅及地板布置的人体样板位置由点 H（a，b）和角 α，β，γ，δ 等参数所决定。

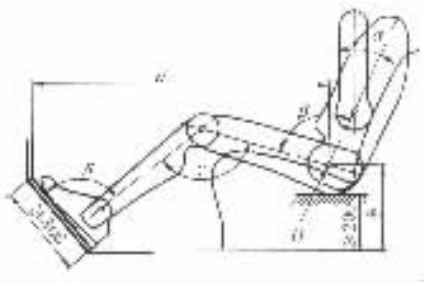


图 1－6－4　司机座处的空间尺寸布置

布置时可先将座椅取下限高度并尽量往后靠，再用 90% 的人体样板来选择 α 角，其值通常在 20°～30°范围内。然后使样板处于图 1－6－4 的位置，并测量 β，γ，δ 的角度值。一个满意的布置方案的角度参数值应在表 1－6－1 所示的范围内。

表 1－6－1　角度参数的取值范围

角度参数＼汽车类型	轿　车	载　货　汽　车
β/（°）	60～110	95～120
γ/（°）	80～170	95～135
δ/（°）	75～130	90～110

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

司机座椅应有位置调整机构，且能方便、迅速地按司机身材和座椅、操纵机构之间的最佳相对位置的要求，进行前后和上下位置的调整。用 90%的人体样板确定了司机座椅的最低和最靠后的位置后，就可再用 50%和 10%的人体样板检查座椅的中间位置和最高、最前的极限位置。司机座椅后背在其后移时的极限位置线决定了载货汽车驾驶室后壁的内侧位置，也是轿车后排座布置的起始线。后排座的布置只用 90%的人体样板，此时应保证两排座之间应有足够的乘客放腿空间，以获得尺寸既紧凑，乘坐又舒适的乘客座椅布置方案。

轿车车厢顶篷外侧轮廓线位置的确定如图 1－6－5 所示。将 50%的人体样板放到前、后排座上并使其躯干部分的上端后倾 8°（该数值与前述司机座处空间尺寸布置（见图 1－6－4）时所求得的 α 角的度数无关）。这时前、后排乘客的头顶点 F 与顶篷内饰面之间的间隙应不小于 100～135mm，再加上顶篷总厚度 15～20mm，还要考虑到顶篷并非平面而为薄壳结构，它在纵向对称平面处的轮廓线最高，而在左右两侧座椅处的对应点较低，应加上这一差值 20～40mm。还有 F 点的位置，对于 50%的人体样板的身材来说，F 点至 H 点（参见图 1－6－5 及图 1－6－4 的距离为 765mm。这样即可求得顶篷外侧轮廓线上的有关点，并依此可绘出该轮廓线。

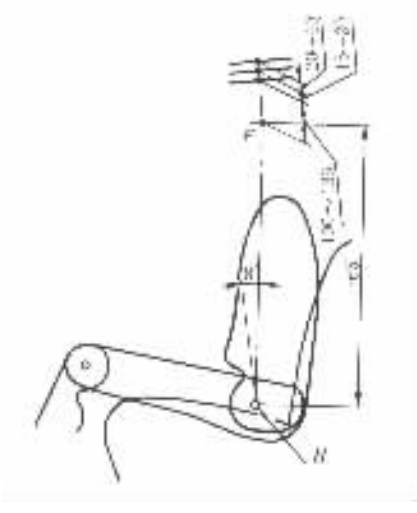


图 1－6－5 轿车车厢顶篷外侧轮廓线位置的确定

对载货汽车驾驶室来说，当座椅处于向下和靠后的极限位置时，沿着过 H 点并使上侧后倾 8°的直线测量 H 点至顶篷内饰面之间的距离时，其值应不小于 1000mm。

图 1－6－6、图 1－6－7 分别标出了轿车车厢和货车驾驶室内部的主要布置尺寸，其相应的取值范围分别见表 1－6－2 及表 1－6－3，供设计时参考。

轿车座椅尤其是后座的位置对其舒适性影响较大，靠近车身的中部振动最小。因此，后座与后轴的距离 m（见图 1－6－6）应适当地大些。轿车车厢侧壁和车门的上部应向内有明显的倾斜，下部应向内逐渐收缩，且上部的倾斜量比下部收缩量更大，这样不仅造型美观，且上下车方便，当车门的上、下门边的垂向投影的距离达 100～150mm 时，乘客的上身稍许倾斜即可入座。当然此距离也不宜过大，否则不仅影响外观及内部空间的有效利用，且车门玻璃的升降空间大而使车门过厚。

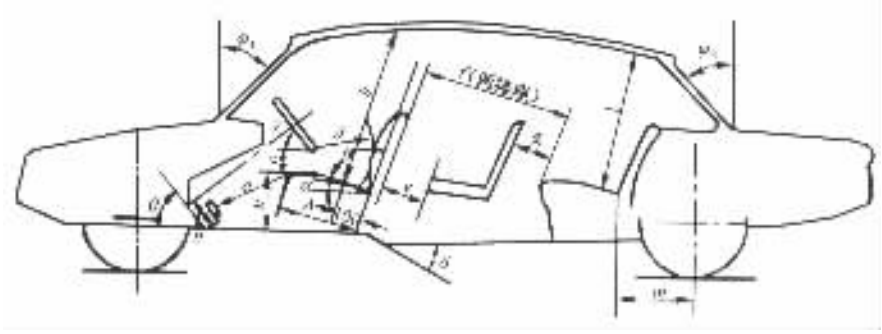


图 1－6－6　轿车车厢内部的主要尺寸布置

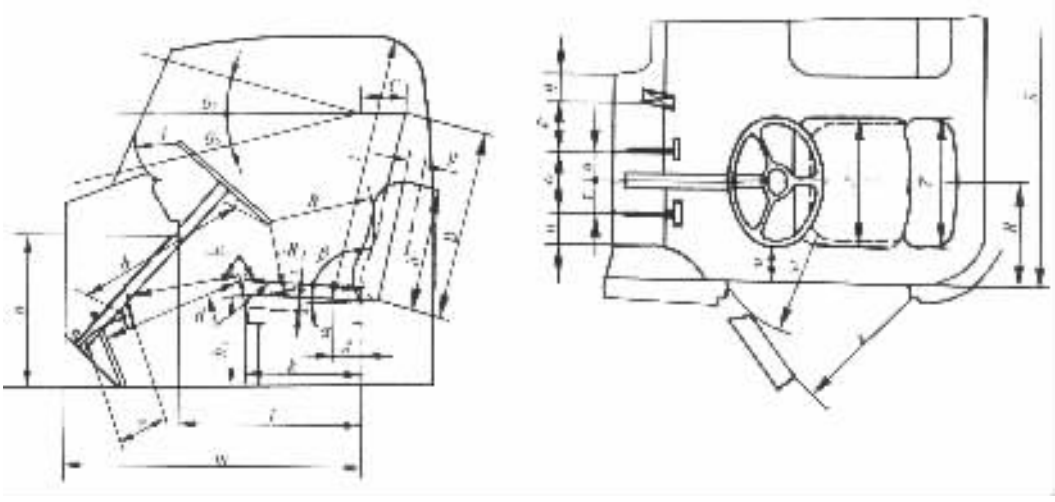


图 1－6－7　货车驾驶室内部的主要尺寸布置

表 1－6－2　轿车车厢内部尺寸的取值范围　mm

车型	a	b	c	d	e	f	g	h	l	m
高　级	420～500	940～960	180～200	360～390	180～350	—	180～350	300～380	900～950	225～400
中　级	420～500	920～960	180～200	350～380	—	180～350	—	300～360	900～930	200～335
普通级	420～500	880～950	180～200	330～370	—	160～330	—	300～340	870～910	100～300
车　型	n	A	α	β	γ	δ	θ	φ_1	φ_2	
高　级	≥300	450～500	15°	96°	55°～70°	10°～15°	40°～60°	40°～55°	40°～65°	
中　级	≥300	450～500	15°	96°	55°～70°	10°～15°	40°～60°	40°～55°	40°～65°	
普通级	≥300	450～500	15°	96°	55°～70°	10°～15°	40°～60°	40°～55°	40°～65°	

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

表 1－6－3 货车驾驶室内部尺寸的取值范围 mm

尺寸	取值范围	注 释	尺寸	取值范围	注 释
a	≤550	仪表板下缘至地板距离	q	≤60	油门踏板中心至最近障碍物距离
b	≤670	转向盘至离合器、制动器踏板距离	R	360 ± 30	座椅中心面至车门后支柱内侧（高度为车门窗下缘）距离，轻型货车≮310
c	800 ~ 900	靠背下缘至离合器、制动器踏板距离（气制动或带有加力器的离合器或制动器，其增加值不得大于 100）	s	单人座≮850 双人座≮1250 三人座≮1700	驾驶室内部宽度（在高度为车门窗下缘及车门后支柱内侧量取），轻型货车三人座≮1550
d	900 ~ 1000	靠背下缘至油门踏板距离	t	50 ~ 150	离合器踏板中心至座椅中心面距离
e	≥200	离合器、制动器踏板行程	u	50 ~ 150	制动器踏板中心至座椅中心面距离
f	960 ~ 1000	座垫上表面至顶棚距离（平行于靠背取），图 1－6－7 中 A = 100	v	≤100	转向盘至侧面障碍物最小距离，轻型货车≮80
g	± 50	座椅前后最小调整范围（以 ± 70 为准）	w	≤250	车门打开时，下部通道宽度
h_1	370 ± 70	座垫上表面至地板距离	x	≤650	车门打开时，上部通道宽度
h_2	480 ± 30	靠背高度（未计头枕）	y	≤450	座垫宽度
i	± 20	座椅上下最小调整范围（以 ± 35 为佳，轻型货车可不调）	z	≤450	靠背宽度（在最宽处测量）
j	≤80	转向盘至前面及下面障碍物最小距离	R_1	≤360	转向盘至靠背距离
k	420 ± 40	座垫深度（即前后尺寸）	R_2	≤180	转向盘至座垫上表面距离
l	≤650	靠背下缘至仪表板距离	α	2° ~ 10°	座垫上表面与水平面夹角
m	≤1050	靠背下缘至前围距离（脚应能伸到最前位置）	β	90° ~ 105°	靠背与座垫夹角（在靠背平直部分测量）
n	≤80	离合器踏板中心至侧壁距离	θ_1	≤12°	上视角 θ_1 与下视角 θ_2，此两项为推荐值。图 1－6－7 中： $B = 750$ $C = 180$
o	≤150	离合器与制动器两踏板中心距离			
p	≤110	制动器踏板中心至油门踏板中心距离	θ_2	≤12°	

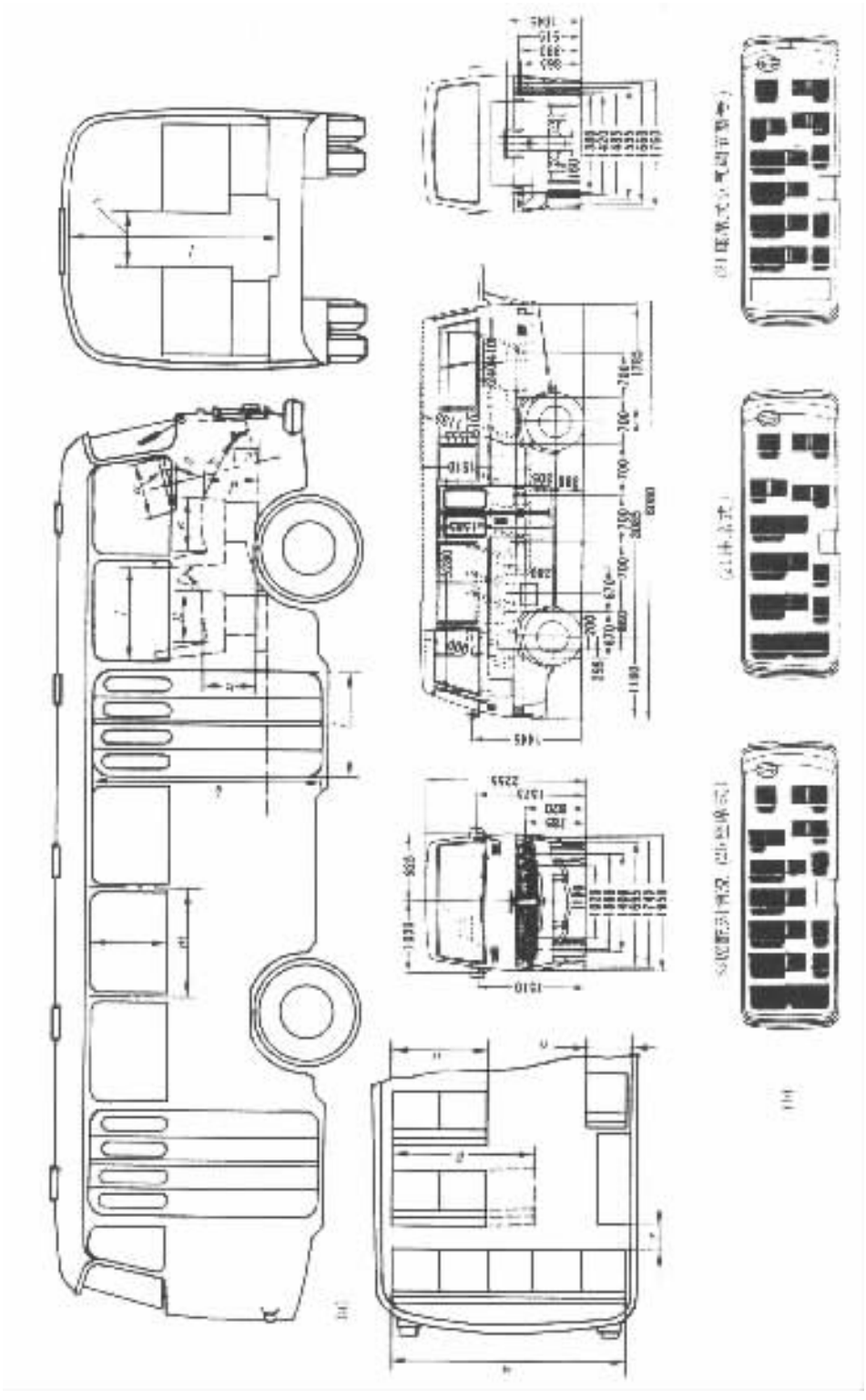


图 1－6－8　客车的布置尺寸

(a) 大客车车厢内部的主要布置尺寸；(b) 25 座的 Coaster 客车的布置尺寸

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

在布置载货汽车驾驶室的内部尺寸时，先要确定其地板高度。在保证地板下的操纵杆有足够的运动空间的前提下，应尽量降低地板高度，以降低驾驶室的总高。

图 1－6－8 标出了大客车车厢内部的主要布置尺寸，其相应的取值范围见表 1－6－4。图 1－6－8（b）是 25 座的 Coaster 客车的布置尺寸。

表 1－6－4 大客车车厢内部尺寸的取值范围 mm

车 型	a	b	c	d	e	f	g
城市用客车	500～550	450～550	130～160	450～500	460～500	200～220	400～450
城间用客车	500～550	450～550	130～160	450～500	460～500	200～250	420～480
长途（游览）客车	500～550	450～550	130～160	450～500	460～500	250～280	450～500
车 型	h	i	j	k	l	m	n
城市用客车	450～500	650～700	1000～1300	1900～2050	700～800	1000～1300	400～440
城间用客车	450～500	650～750	800～1000	1850～2000	700～800	1000～1300	420～470
长途（游览）客车	450～500	700～850	800～1000	1850～2000	650～800	1000～1300	450～500
车 型	o	p	q	r	s	t	α
城市用客车	800～860		2200～2300	200～250	450～600	1850～2200	10°～20°
城间用客车	840～960	1200～1300	2250～2400	200～250	450～500	1850～2200	10°～20°
长途（游览）客车	900～1000	1250～1350	2250～2450	250～300	400～450	1700～2000	10°～20°

城市公共交通用的大客车因乘客上下车频繁，故布置时主要应保证上下车和在车内走动方便，且应考虑站立乘客的空间。其地板高度应尽量低些，一般不应超过 0.78～0.95m（用货车底盘改装时）和 0.6～0.7m（用轮边减速的驱动桥时）。布置时应遵循国标 GB 4992—85《城市用公共汽车技术条件》的有关规定。

长途大客车和游览大客车的布置，主要应保证乘客舒适。座椅应一律面朝前方。为了增加乘客量可在通道处设置折叠式座椅，但豪华型的除外。为了消除轮罩凸包以利座椅的布置且可在地板下布置较大的行李舱，其地板在两侧座椅处较高。因地板高度近 1m，故需三级上下车踏板。

四、货箱的布置

为防止紧急制动时货箱可能会向前窜动，通常货箱与驾驶室之间应有 50～100mm 或更大些的距离。货箱和满载的货物的质心离后轴中心线的距离对汽车的轴荷分配影响很大，对后轮为双胎的长头或短头车，该距离通常为轴距 L 的 2%～10%；对平头车和自卸车则约为轴距的 12%～22%。参考这些数据可以布置货箱长度。

货箱的宽度不应大于汽车容许的最大宽度 2.5m。

货箱底板的高度一般应尽量低一些以利于装卸，它取决于车轮直径及其跳动量。一般此高度离地面约 1.0～1.4m，与铁路上的货台高度接近。栏板高度一般为 0.5～0.8m。由此也可根据要求的装载容积确定货箱长度。设计容积应根据货物的品种、其单位体积的质量及装载量来确定。长轴距货车的长货箱或货台用于运输长尺寸物资或集装箱。半挂车的货箱也较

长。

矿用自卸汽车的货箱底板尾部具有 15°～20°的向上倾斜角，以防止矿石滑落。

五、发动机与离合器及变速器的布置

发动机、离合器与变速器这一动力－传动总成的布置，关键在于找出其与发动机机舱后隔板、地板及其倾斜部分的最佳相对位置，而发动机机舱后隔板、地板及其倾斜部分是在前述车厢及驾驶室的布置时已经确定了的。图 1－6－9 给出的是它们之间的一般布置关系。其中用交叉剖面线表示的机舱后隔板、地板及其倾斜部分包括了钢板、隔音隔热层、内饰及地毯等，其总厚度可达 40mm。

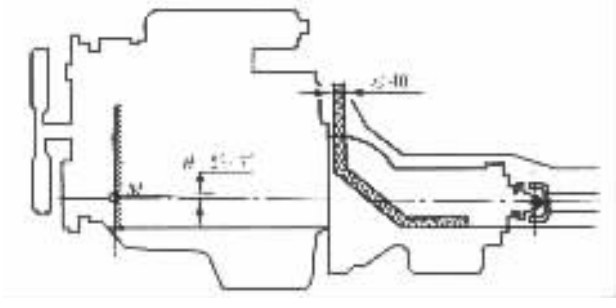


图 1－6－9　发动机、离合器与变速器的布置

布置时可先用透明纸描出这一动力－传动总成的轮廓线，再往已布置好的车厢或驾驶室的图纸上靠，如图 1－6－9 所示，寻找其最佳布置方案。此时的布置空间应考虑到发动机维修的方便性。例如发动机缸体后端面与机舱后隔板之间的距离应足以保证不需由车上拆下发动机，即可拆卸发动机缸盖。还应考虑到传动轴前万向节的轮廓与货车驾驶室地板下表面间应有适当间隙和轿车地板上的传动轴通道凸包不应太高。为此，应使发动机曲轴中心线相对于车架上平面线向下倾斜 1°～4°，多则达 5°～7°。所选择的这一倾斜度数应使当汽车爬最大坡度时，发动机油底壳中机油的油面高于集滤器的滤网。

布置完成后应以曲轴中心线与缸体前端面的交点 M 及曲轴中心线的倾斜角 θ 来确定发动机在图纸上的位置，如图 1－6－9 所示。而点 M 的坐标位置又由它到前轮中心线的纵向距离 x 和它到车架上平面线的垂向距离 y 所决定。点 M（x，y）的坐标位置将影响轴荷分配、驾驶室的型式（长头、短头或平头）、前轴结构（整体式或断开式）和传动轴的夹角等，反之亦然。

六、传动轴的布置

当发动机、离合器及变速器这一动力－传动总成和后驱动桥的位置确定后，则可布置万向节与传动轴。

图 1－6－10 给出了一根传动轴两端装有万向节这种最简单的万向节传动的两种布置方案。

应使万向节传动两端的夹角尽量相等，其数值在汽车满载静止时不应大于 4°，最大不应超过 7°。

轿车为了尽量减小地板上的传动轴通道凸包高度，在不低于其最小离地间隙的前提下，

本作品为[illegible]免费下载

都尽量降低传动轴的高度，但应使万向节叉轴线夹角不超过允许值。图 1－6－10（a）所示的 U 型布置方案可满足这一要求。然而当载荷变动使后驱动桥离开设计位置时，U 型布置传动轴的前后万向节叉的轴线夹角的差值将增大而破坏等速条件，这也是引起传动系振动的原因，应采取专门的措施，例如，选择适宜的后悬架导向装置的几何参数，采用非对称板簧，采用等速万向节等。万向传动轴与地板之间的间隙可取 10～15mm。

载货汽车不要求最大限度地降低万向传动的轴线高度，而后悬架由压缩到回弹的全行程相对较大，宜采用如图 1－6－10（b）所示的 Z 型布置方案。其特点是当后驱动桥离开设计位置时，前、后万向节叉的轴线夹角仍然会大致相等。为了减小传动轴夹角，货车后桥主减速器的小齿轮轴线应上翘一个角度。

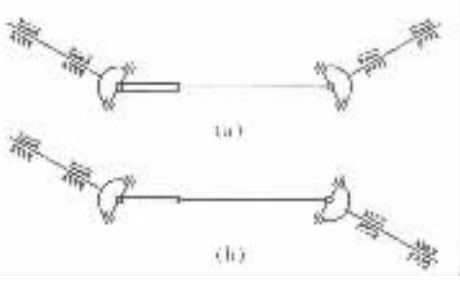


图 1－6－10 最简单的万向节传动的两种布置方案
（a）U 型布置；（b）Z 型布置

当变速器至后驱动桥的距离较大时，则应采用具有两根传动轴、三个万向节并带有中间支承的万向节传动。此时，应尽量减小前万向节的两个叉的轴线夹角，当其为零度时，则其传动相当于图 1－6－10 所示的最简单的万向节传动。

七、货车双胎后轮的布置

由前面给出的图 1－3－2 也可以看出货车双胎后轮的尺寸布置关系。这里再给出其相应数据，如表 1－6－5 所示。为了产品实现“三化”起见，表中的车架宽 A 统一取为 865^{+18}mm。在设计中此值若有变动，可将其差值计入图 1－3－2 所示的有关尺寸中而不影响相对布置关系。表中的板簧距值应可保证当悬架较软时汽车仍具有必要的角刚度值必减小簧上部分的侧倾。双胎车轮两个轮胎之中心距 L 的选择及间隙 G（见图 1－3－2）的选择，都应考虑安装防滑链的问题。利用图 1－3－2 及表 1－6－5 的数据，也可以推算出其他尺寸规格的轮胎和轮辋的横向尺寸布置关系。

表 1－6－5 货车双胎后轮后驱动桥的横向尺寸布置方案 mm

轮胎规格	7.50	8.25	9.00	10.00	11.00	12.00
车架宽 A	865	865	865	865	865	865
后轮距 B_2	1653	1716	1768	1846	1885	1952
B	≥13	≥13	≥13	≥13	≥13	≥16
C	13	13	13	16	16	18
D	M20×1.5	M20×1.5	M20×1.5	M22×1.5	M22×1.5	M27×2
板簧宽 E	65	75	75	90	90	100
板簧距 F	1000	1010	1010	1031	1031	1051
G	≥56	≥56	≥59	≥59	≥59	≥59
H	1177	1197	1203	1239	1239	1269
J	152（6.0）	165（6.5）	178（7.0）	190（7.5）	203（8.0）	216（8.5）

（续）

胎断面宽 K	215	235	259	278	293	315
L	260	284	310	330	350	370
N	2129	2235	2337	2453	2530	2637

注：尺寸 J 在括号内的数据为英寸。

八、转向系、操纵踏板及仪表板的布置

前面在车厢及驾驶室的布置中已经涉及到转向盘及操纵踏板的布置，这里再介绍一下国外用人体样板对它们进行布置的方法。

如图 1－6－11 所示，采用 90%的人体样板并将座椅调至最后和最下的位置时，转向盘在侧视图上的位置由转向管柱的倾角 a 及距离 c，d 所决定。这三个参数值的选择主要是根据操纵的方便性并参考同类车的数据以及有关技术标准。在侧视图上，发动机机舱盖的轮廓线及转向盘轮缘上部之共切直线，应交于司机的眼睛以下，以免方向盘挡住司机前方的视线。

在车架纵梁或承载式车身的底板纵梁与发动机之间布置转向器时，有时需将发动机右移某一距离或侧转某一角度。转向管柱下部的位置与转向器的安装位置有关，又要考虑到操纵踏板的合理布置；而转向管柱上部以及转向盘又要对应于座椅的纵向中心线，且转向盘与车厢内壁间的最小间隙不应小于 80mm，为此，在俯视图上转向管柱的轴线与汽车的纵轴线可有不大于 5°的倾角。必要时，可将转向轴做成两节，用一个或两个万向节联接。

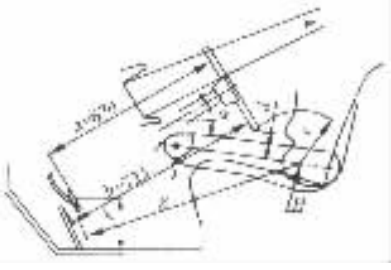


图 1－6－11　转向盘、操纵踏板及仪表板的布置

在确定转向器的位置时，除了要考虑转向管柱在侧视图上的倾角和在俯视图上的倾角外，还要特别注意保证前悬架和转向拉杆的运动协调。如图囝所示的转向纵拉杆与纵置钢板弹簧的运动协调分析表明，当前轮相对车架或车身上下跳动时，转向节臂与纵拉杆铰接球销的球心 A_2，一方面要随着前轮绕着钢板弹簧主片所决定的 A_2 点的摆动中心 O_2 摆动，同时又要绕着纵拉杆另一端与转向摇臂相铰接的球销中心 B 摆动。若这两种摆动的轨迹偏差较大，则要引起前轮绕主销的摆振。因此，在布置转向器时，应使转向摇臂下端的球销中心 B 尽量与 O_2 点靠近。为了确定 O_2 点的位置，先要求出板簧主片中性面与中央螺栓中心线交点 A_1 的摆动中心 O_1。试验研究表明，A_1 点的轨迹近似于一般圆弧，其中心 O_1 与板簧固定端的板簧销（或卷耳）中心沿中性面相距 $l/4$、高出板簧主片中性面 $e/2$，l 为板簧销（或卷耳）中心沿中性面方向至板簧主片中点的距离；对于非对称板簧，$l=(l_1+l_2)/2$，其中 l_1，l_2 分别为板簧前半段和后半段的有效长度；e 为板簧销（或卷耳）中心至主片中性面的距离。由于 A_1、A_2 两点在空间作同一运动，其连线 $\overline{A_1A_2}$ 作平移运动，故已知 A_1 点的摆动中心 O_1 后，就可按平行四边形机构原理找出 A_2 点的摆动中心 O_2。应注意 O_2 是在板簧固定端一侧，故转向机构的布置应靠近纵置钢板弹簧的固定端附近。为了使向左和向右转向时转向传动装置的传动比相近，同时使具有较高的传动效率，转向纵拉杆分别与转向摇臂及转向节臂之间的夹角在中间位置时均应尽可

试读结束：需要全本请在线购买：www.ertongbook.com

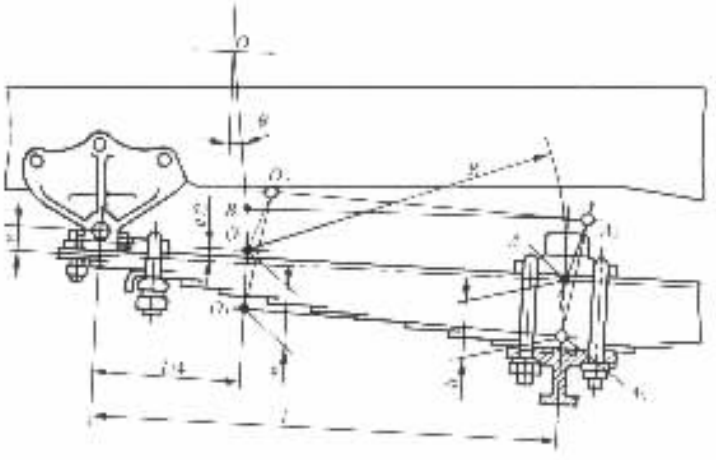


图 1－6－12 转向纵拉杆与纵置钢板弹簧的运动协调分析

能地接近直角。但有时为了使转向器内部行程在向左、向右转时都得到充分利用，要求转向摇臂向前和向后的摆角大致相等，因此常将转向摇臂的中间位置布置成向后稍偏一个不大的角度 θ，这样就使转向摇臂与纵拉杆之间的夹角在转向中间位置时不一定是直角。当采用纵置钢板弹簧时，转向节臂球头中心 A_2 和板簧主片中性面上的 A_1 点（见图 1－6－12）的高度要尽量接近，以免在紧急制动时由于板簧的纵向扭曲引起转向节臂球头中心 A_2 的较大位移，进而引起前轮的自动转向和汽车跑偏。布置中还应检查在向左和向右转向的极限范围内杆件的运动不应有死点或死角。

当前轮采用独立悬架时，转向梯形的横拉杆为断开式的，要正确选择其断开点的位置，以保证转向杆系与悬架杆系的运动协调。否则，当车轮相对车身作垂向振跳时，将引起前轮的摆振。

操纵踏板及其转轴在侧视图上的布置应借助于已有的实践经验并参考同类型车的参数进行。当采用 90%的人体样板并将座椅移至最下和最后的极限位置时，踏板的位置由其离地板高度 f 及离人体样板定位点 H 的距离 g 来决定（见图 1－6－11）。处于自由状态下的离合器踏板、制动踏板与方向盘之间的距离 a 要保证有必要的腿部活动空间。踏板与地面间的距离要保证能实现其全行程且有余。应注意现代双管路液压制动系统，当其中之一路破坏，就会使踏板行程增加 30%～40%。如图 1－6－11 所示，也要合理地选择油门踏板至方向盘间的距离 b。踏板的位置选定后要用 10%、50%和 90%的人体样板坐到调好相应位置的座椅上进行检验。此时三种样板操纵踏板的姿式均应保持有足够的踏板行程储备和力的储备。关于踏板的横向尺寸布置，可参考图 1－6－7 及表 1－6－3 的相应部分，也可参考已有的样车和国外的有关标准、规定等。

仪表板的位置不能妨碍司机对踏板的视野和操作，且应使司机勿需改变正常的驾驶姿式和头部位置，便可方便而清晰地看到仪表的指示。如图 1－6－11 所示，当转向管柱轴线对水平面的倾角 α 不大时，自仪表板上缘点出发并切于方向盘上部轮缘内表面的直线应交于司机的眼睛之上；而自仪表板下缘点出发并切于方向盘上部轮毂表面的直线应交于司机眼睛以下。

九、车架和承载式车身底板的布置

轿车多采用承载式车身，货车多采用边梁式车架。其布置以侧视图和俯视图为主，辅以横向剖面图和剖视图。

整车的长宽确定后，车架的长宽也就基本确定了。车架的长度大致与整车长度相近；车架前部宽度可根据前置发动机的外廓宽度、前轮距以及前轮最大转角时需留的空间等因素确定；车架后部宽度则可根据后轮距和钢板弹簧片宽等尺寸确定。货车多采用等宽车架以便简化制造工艺，其宽度一般在 800～865mm 范围内。有些国家制订了车架宽度标准。从提高整车的横向稳定性来看宽车架为好，但受到公路汽车的总宽不能超过 2.5m 的限制。而重型汽车的后钢板弹簧及轮胎都较宽，为了解决布置上的困难，可将重型汽车的车架设计成中间宽两端窄。轿车车架往往前部窄些，以满足独立悬架和前轮转向所需的空间要求。

十、前后悬架的布置

纵置钢板弹簧广泛用于货车、客车的前后悬架及部分轿车的后悬架。前钢板弹簧多置于车架纵梁下方，以便留出前轮的转动空间而不使前轮距增大，并以其前端为固定端以便与转向器靠近且减少冲击。后钢板弹簧则布置于纵梁的外侧。

十一、制动系的布置

制动操作要轻便，脚制动踏板力及手制动杆力大于 400N 时，应加装助力装置。制动管路应布置在车架纵梁内部并用管夹固定，其总长宜短些。管接头应尽可能少些并布置在显露位置以便于维修。气制动的储气筒往往与空气压缩机同侧布置，制动操纵阀应尽可能接近储气筒。

十二、油箱、备胎和行李箱等的布置

油箱通常布置在司机座椅一侧（即左侧），以方便加油。从防火考虑，它最好位于轴距以内并应远离发动机排气管、消音器及蓄电池。排气管、消音器通常布置在汽车的右侧，而蓄电池靠近起魂机则、可缩短线路。轿车的备胎往往和油箱一起布置在行李箱的侧面和下部（见图 1－6－13）；货车的备胎则常布置在油箱对面的纵梁上，以使左右纵梁受力均匀些，或布置在车架后部下方。轿车的行李箱布置在后座之后及后悬处，它应容纳下大的手提箱、手提包等多件行李。

十三、空调装置的布置

在中级以上的轿车和旅游客车上常装有空调设备，它又分为只具有制冷功能和具有制冷、供暖、换气等几种功能的两类。轿车的空调设备都布置在仪表板的右侧，而客车的空调则有多种布置方案。轻型客车多采用整体式空调设备并布置在车顶前部，这样可便于吸入新鲜空气，消耗的功率也较少；对后置发动机的大客车，可将冷凝器置于发动机之前，将蒸发器置于车顶上。当采用多个蒸发器时，可将它们分散布置在沿车顶的空气管道中，冷却效果好但成本高；当采用一个蒸发器时可布置在车厢中间偏前的顶部，称中置式。管道可纵向布置在车厢顶盖的中央或两侧。

完成上述布置后，则可进一步绘出轿车的顶盖、发动机罩（机舱盖板）、行李箱盖、前

机械学习网 www.jixie365.com 免费下载

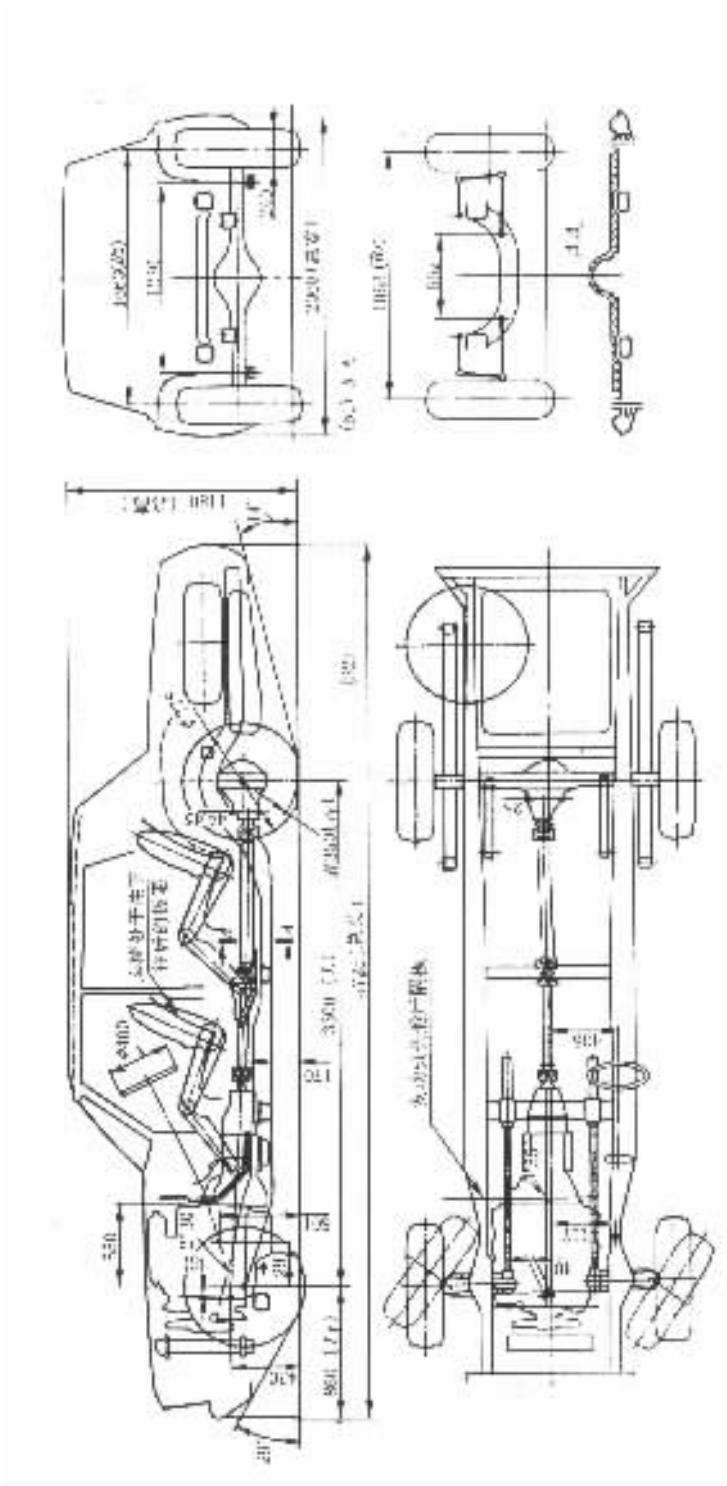


图 1－6－13 某轿车的总布置草图

后风窗玻璃等在侧视图上的轮廓线。

当完成初步的总布置后，应对空载和满载汽车的轴荷分配和质心位置进行计算。

十四、轴荷分配和质心位置的计算

为此，需确定各总成、部件的质量 m_i 和质心位置。对已有产品或样品的总成、部件可直接度量以获取数据，对新设计、尚无实物的可按图纸估算或与类似的实物的质量对比后估算。将各总成、部件的质心和质量值标在总布置草图上并量出各质心离前轮中心线的水平距离 x_i 和离地高度 y_i，则根据力矩平衡原理可算得前后轴的静负荷 G_1 和 G_2，汽车质心离前后轴的位置 L_1、L_2 及汽车质心高度 h_g：

$$\left.\begin{aligned}
G_2 &= \frac{\left(\sum m_i x_i\right) g}{L} \\
G_1 &= G_a - G_2 = \frac{\sum m_i \left(L - x_i\right) g}{L} \\
L_1 &= \frac{G_2 L}{G_a} \\
L_2 &= \frac{G_1 L}{G_a} \\
h_g &= \frac{\left(\sum m_i y_i\right) g}{G_a} \\
L &= L_1 + L_2
\end{aligned}\right\} \qquad (1-6-1)$$

式中　G_a——汽车满载时所受的重力，N；

L——汽车轴距，m；

g——重力加速度，m/s^2。

计算按空载及满载两种情况进行，如不符合要求，可对总布置作适当的修改和调整。

在进行总布置草图的设计时，还应对各相对运动的零部件进行有无运动干涉或是否协调的校核，为此要绘制有关零部件的运动校核图。

总布置草图只有在完成上述各项工作并得到满意的结果以后方可定案。图 1－6－13 给出了某轿车的总布置草图，供设计时参考。

第二节　运动校核

一般要校核转向轮的跳动、传动轴的跳动、悬架与转向杆系的运动等，确定其运动轨迹及运动空间，防止产生运动干涉和不协调等情况发生。校核采用作图方法，绘制跳动或运动图并检查其是否符合设计要求。

一、转向轮跳动图

作图目的是为了确定转向轮跳至其最高位置并同时向左、向右转至极限位置时所占用的空间，从而确定轮罩的形状或翼子板下缘的开口形状及位置，检查转向轮与纵拉杆及与车架之间有无运动干涉。

作图方法随悬架型式的不同而异。当采用独立悬架时，转向轮上跳的极限位置可由该侧

内容为学习 www.zhizhen.com 免费下载

悬架的橡胶限位块压缩 2/3 时的位置确定。为了简化，作图时可假定车轮和主销与地面垂直而不考虑它们的安装角。图 1－6－14 为轿车的转向轮跳动图，用以确定翼子板下缘的开口形状。作图时首先绘出转向轮上跳至最高处并绕主销中心 O 向左、右转至极限位置时的俯视图，如图 1－6－14 所示。再沿轮胎外侧斜面部分平行于其纵向对称平面 A 作切面 B，C，D，E，F。切面 A，B，C，D，E，F 与翼子板开口所在的铅垂面相交得交线 aa，bb，…ff。然后将这些交线投影到侧视图上，可得到处于开口所在的铅垂面处的轮胎截面形状，如图 1－6－14 中的阴影线所示。此即车轮上跳至最高处并向左、右转至极限位置时在翼子板开口处轮胎的位置，此处最易发生运动干涉。通过绘这种跳动图可正确地确定开口边缘线的形状和高度，以保证有足够的运动间隙。图 1－6－14 左下角的侧视图给出了轮胎与翼子板之间的最小间隙。

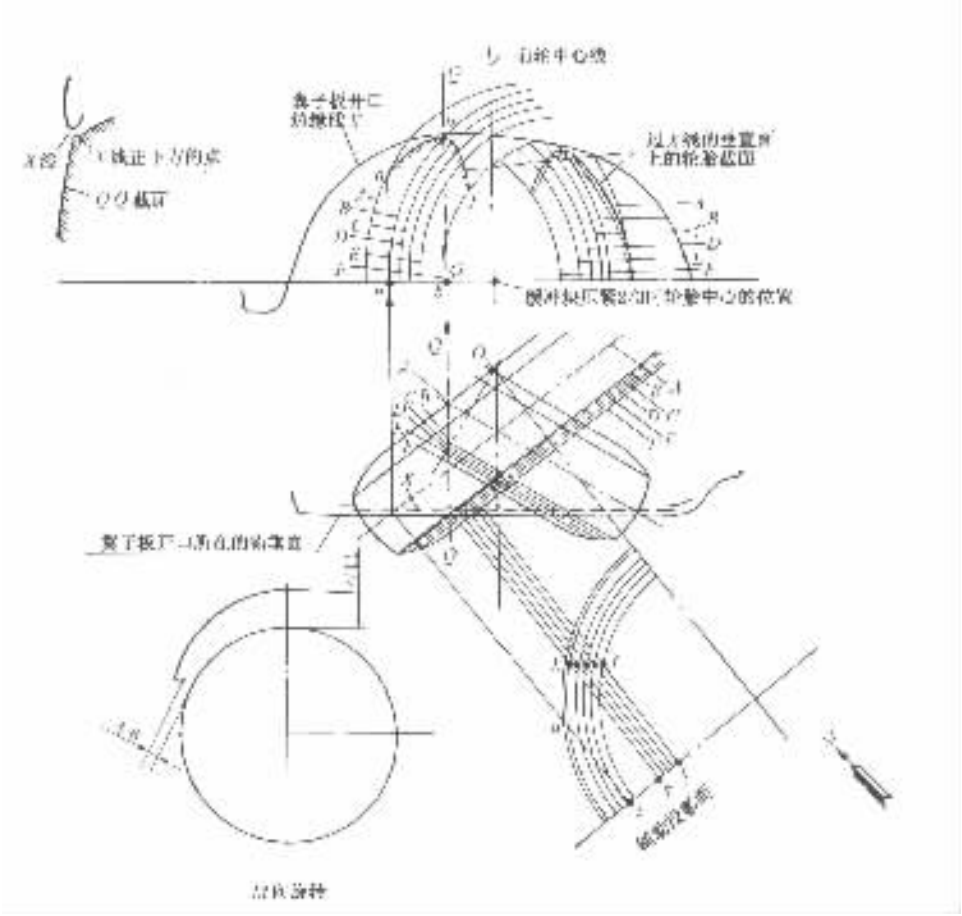


图 1－6－14 采用独立悬架时的转向轮跳动图

当转向轮采用非独立悬架时，车轮上跳的最高位置是按前轴一侧车轮悬空、另侧车轮遇到路面凸起的最高位置确定的。此时假设缓冲块已被压缩至其自由高度的 1/3 或 1/2（视缓冲块的刚度和形状而定）；对越野汽车可假设缓冲块已丢失。当条件允许时，根据同类型汽车实测的车轮相对于车架向上和向下的最大跳动量来确定前轴相对于车架的最大倾斜角则是最可靠的。

非独立悬架转向轮跳动图的作图步骤为：

（1）确定前轴的最大倾斜角（最大斜跳位置）。

（2）如图 1－6－15 所示，绘汽车满载静止时车架、前轴、钢板弹簧、轮胎等有关部分的三个视图。

（3）在侧视图上沿轮胎高度作等分线，与轮胎纵向对称平面所决定的最大外圆交于 a_0，b_0，c_0，…，k_0 各点，再投影到前视图上，与轮胎两侧斜面部分的两个圆分别交于 a_1，b_1，c_1，…，k_1 和 a_2，b_2，c_2，…，h_2 等点。

（4）通过前视图轮胎最大圆上的 a_0，b_0，c_0，…各点及轮胎外侧两个圆上的 a_1，b_1，c_1，…，a_2，b_2，c_2，…各点分别作平行于主销中心线的投影线到垂直于主销中心线的辅助投影面 F 上，可得到三个圆的投影曲线（图 1－6－15 上只画出最大圆的），投影曲线上各点与辅助投影面基线 $G-G$ 的距离与侧视图上主销中心线至 a_0，b_0，c_0，…，k_0（或 a_1，b_1，c_1，…，k_1；a_2，b_2，c_2，…，k_2）点的水平距离相等。

（5）当汽车内、外轮分别绕主销中心转最大转角 β 时，在辅助投影面 F 上的投影曲线亦将绕主销中心 O 转 β 角，如图上所示 a_0，b_0，c_0，…，k_0 转至 a''_0，b''_0，c''_0，…，k''_0。

（6）在前视图上由 a_0，b_0，c_0，…，k_0。各点向左画主销中心线的垂直线束；由辅助投影面 F 上的 a''_0，b''_0，c''_0，…，k''_0 各点向上画主销中心线的平行线束，两种线束的交点即为轮胎转向后其最大外圆上相应点在空间的位置。当车轮向另一方向转时，也可以画出另一条投影曲线。同样可画出轮胎两侧斜面部分的两个圆在前视图上转向后的投影曲线。

（7）为了确定车轮上跳后的最高位置，需先确定前轴斜跳的回转中心 O_1 点。该点应处于左右纵置钢板弹簧主片厚度中点的连线上，且相对汽车对称中心线向压紧弹簧一侧偏离一个距离。这个不大的偏距可通过测试得到，例如 CA10B 汽车的测试值为前板簧距的 15%。在缺乏同类汽车的测试数据时可近似地取该偏距为前板簧距的 0～15%。然后，如图 1－6－15 所示，以 O_1 为圆心、以 O_1 点至前轴中心线的距离 O_1M 为半径画圆弧，再按预先确定的前轴侧倾角 φ_1 作该圆弧的切线 T，则此切线就是斜跳后的前轴中心线。据此可画出上跳后轮胎的位置，进而画出三个圆转向后的投影曲线。

（8）按图上的箭头方向画出侧视图和俯视图上轮胎上跳和向左、右转向至极限位置时上述三个圆的投影曲线（图上仅画出一条）。

有了轮胎处于极限位置的投影曲线，就可判断它与相邻零部件是否会发生运动干涉，从而考虑必要的间隙和确定轮罩的形状和尺寸。

二、传动轴跳动图

作图目的是为了确定：①传动轴上下跳动的极限位置及最大摆角 θ；②空载时万向节传动的夹角；③传动轴花键连接处的伸缩量，检查是否可能脱开或顶死。

作图方法随悬架型式的不同而异。现以最常用的纵置钢板弹簧后悬架为例说明其画法。

如图 1－6－16 所示，先按一定比例绘出汽车满载时车架、钢板弹簧、后桥壳及传动轴的位置，其中 A_1 为弹簧主片中点（主片中性面与中央螺栓中心线的交点）；A_2 为传动轴后万向节中心；A_3 为传动轴前万向节中心。对于一端固定的对称的或不对称程度小于 10% 的钢板弹簧来说，可以足够精确地认为其主片中部与后桥壳夹紧的一段在车轮上下跳动时是与后桥壳一起作平移运动，且弹簧主片中点 A_1 的轨迹为一圆弧，其圆心 O_1 的位置如图

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

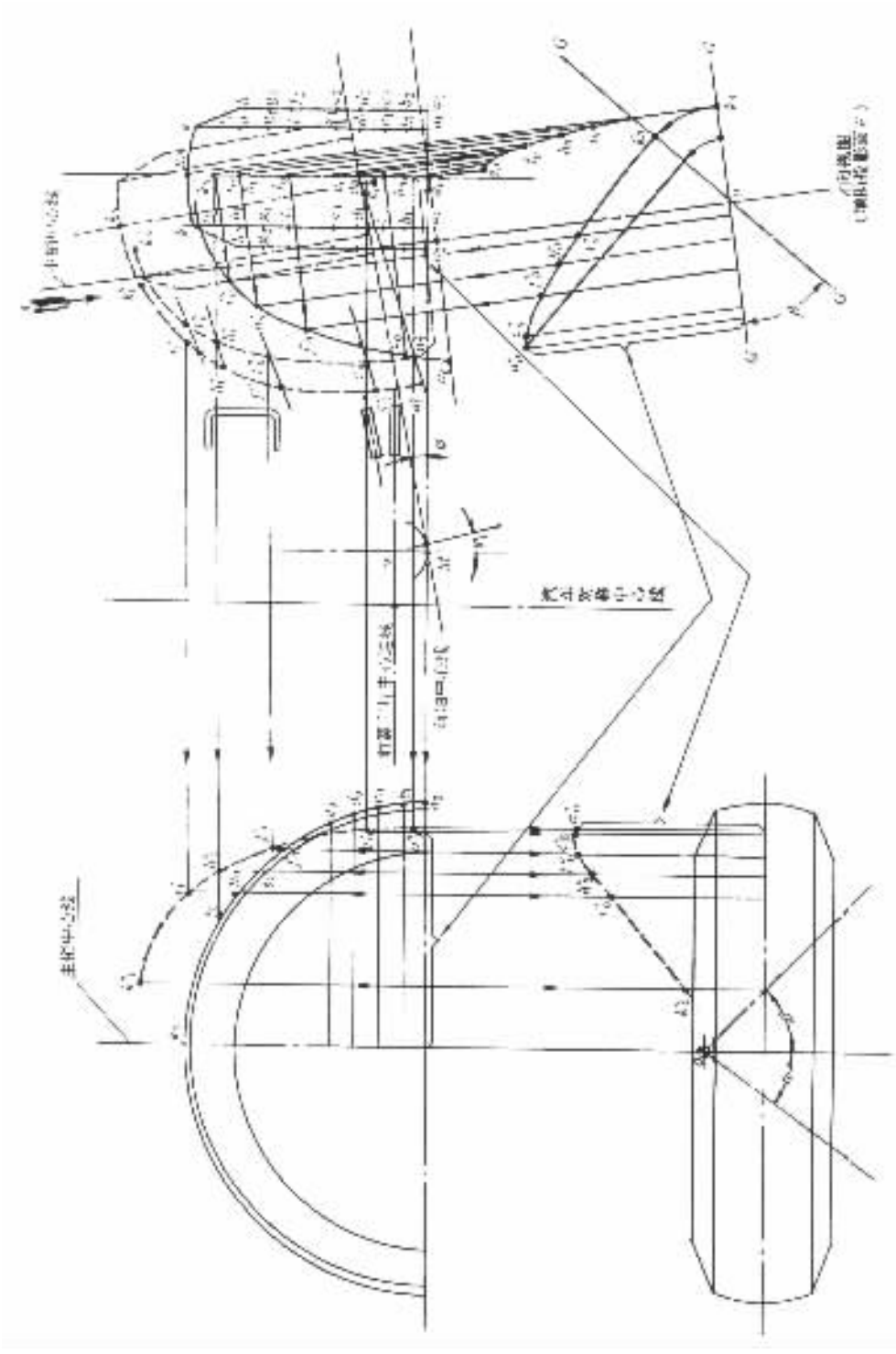


图 1－6－15 采用非独立悬架时的转向轮跳动图

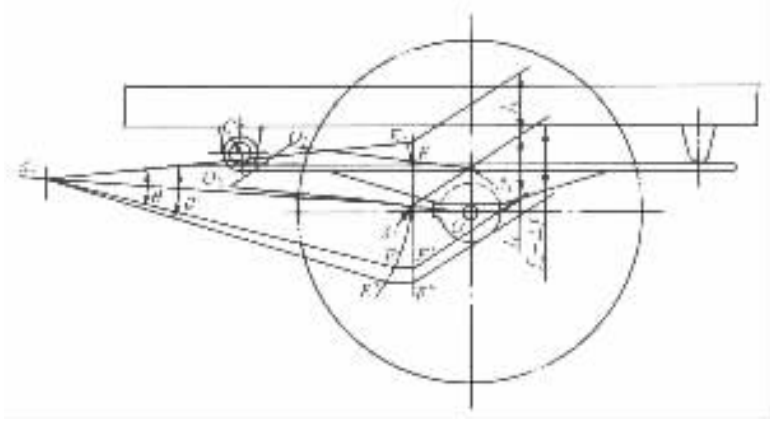


图 1－6－16　传动轴跳动图

1－6－17和图 1－6－16 所示。由于后桥是随着弹簧中部作平移运动，故弹簧主片中点 A_1 与传动轴后万向节中心 A_2 的连线$\overline{A_1A_2}$亦作平移运动。因此 A_1A_2 线及 A_1O_1 线可看成是平行四边形的两个边，画出其相对应的另两个边得交点 O_2 即是 A_2 点的回转中心。以 O_2 为圆心、以 O_2A_2 为半径画圆弧$\overset{\frown}{EE'}$，即得后万向节中心 A_2 点的运动轨迹。过 A_2 点作车架上平面线的垂直线，并在此垂直线上取$\overline{A_2F}$等于弹簧动挠度f_d，取$\overline{A_2F'}$等于弹簧静挠度f_c，取$\overline{F'F''}$等于反跳挠度 $0.1f_c$，后者发生在车轮遇坑下落时。过 F、F' 和 F'' 作平行于车架上平面线的线段与 A_2 点的运动轨迹交于 E，E'，E''点。这三点分别相当于悬架处于压紧、自由及反跳工况下后万向节中心的位置。前万向节中心 A_3 的位置在传动轴跳动时不变。连接 A_3E，A_3E'，A_3F''即得相应工况下的传动轴位置，其中 A_3E 为上跳极限位置；A_3E' 为较好路面时传动轴的下限位置；A_3E''为悬架反跳时传动轴的下限位置。$\angle EA_3E'$ 和$\angle EA_3E''$为相应情况下传动轴的最大摆角，此角度应不超过 40°，且每边不超过 20°为宜。$\overline{A_3A_2}$为前、后万向节中心之间的距离，由 A_2 的轨迹点至 A_3 的距离的数据中可找出传动轴的最大长度和最短长度，后者为 A_3E''和 A_3E''中较短的一个。汽车空载时的传动轴长度和夹角亦可用上述作图法求得。

这里需要说明的是，上述方法仅讨论了随悬架上下跳动时传动轴的跳动情况。如需考虑传动轴跳动时花键处的最大滑出量，则尚需考虑制动时纵置钢板弹簧扭曲变形对传动轴最大滑出量的影响。

三、转向拉杆与悬架导向机构的运动协调校核图

在前面的图 1－6－12 中，已经对转向拉杆与纵置钢扳弹簧的运动协调进行过分析，现以该图为基础进而绘制运动协调校核图如图 1－6－17 所示。按前述方法找出板弹主片中心 A_1 点的摆动中心 O_1、转向节臂与纵拉杆铰接球头中心 A_2 的摆动中心 O_2。然后以 O_0 为圆心、以 O_2A_2 为半径绘出圆弧$\overset{\frown}{JJ'}$；再以转向摇臂下端的球销中心 B 为圆心、BA_2 为半径画圆弧$\overset{\frown}{KK'}$。过 A_2 点作垂线$\overline{NN}$，并由 A_2 点向上截取距离为动挠度 f_d 的点、向下截取距离为静挠度 f_c 的点。再过这两点分别画垂直于$\overline{NN}$的直线，此两直线与 A_2 点的两条轨迹线分别交于 G，H 和 G'，H' 四点。距离 GH 和 $G'H'$ 即为转向拉杆与纵置钢板弹簧运动不协调所引起

本作品为字网 www.zizi.com 免费下载

的轨迹偏差量。应使偏差量尽量小些，尤其在轮胎常见的跳动范围内应保持在轮胎的弹性范围以内。否则应调整 A_2 点或 B 点的位置。

当转向轮采用独立悬架时，则应根据其导向机构的结构特点找出转向节臂铰接点的摆动瞬心，看它是否与分段式转向横拉杆的断开点（铰接点）相重合。如果两者重合，则悬架的跳动不会引起车轮转向。

除上述运动校核外，可根据实际需要再作一些其他的运动校核。例如，减振器极限位置校核、转向摇臂与转向杆系的运动校核、三轴汽车的中后轴斜跳极限位置及平衡悬架极限位置校核等。运动校核除用作图法外，也可以采用解析法。近年来由于电子计算机在汽车设计中的推广应用，对于比较复杂的空间运动关系，只要能推导出解析方程，编成程序，利用电子计算机进行计算校核，既迅速又方便。

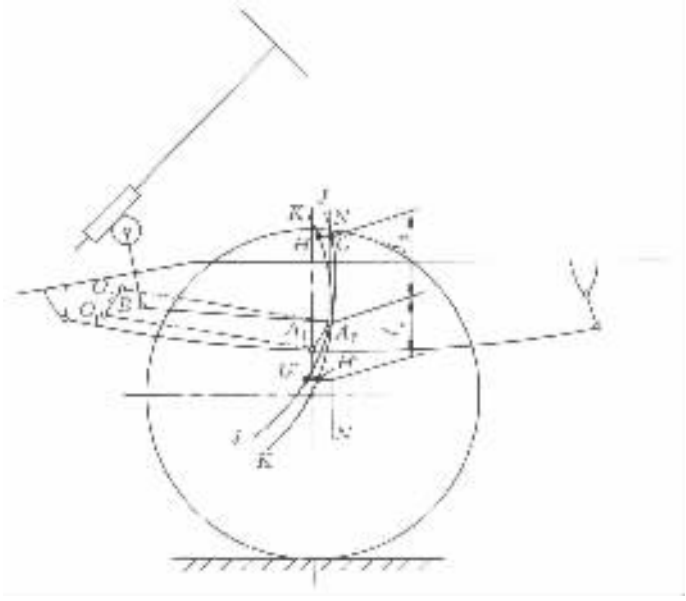


图 1－6－17 转向拉杆与悬架导向机构的运动协调校核图

第七章　汽车性能的优化匹配、预测和计算机模拟概述

汽车的总体布置、整车和总成的设计参数以及它们之间的匹配，对汽车性能有决定性的影响。为了提高设计质量、缩短研制周期，在总体布置开始之前就应对整车和各总成的参数进行优化选择、合理匹配，对整车和各总成的性能进行初步预测。当整车方案和各总成的设计参数确定以后，还要根据各总成、部件设计所提供的具体数据对整车性能尽快地作出全面、准确的预测，以便尽早发现问题进行调整和修改。

优化设计是在电子计算机推广应用到工程设计以后发展起来的一项新的设计技术。常规的设计方法，由于人力、物力及时间的限制，只能提供几种设计方案供选择。而优化设计由于是以数学理论及方法为基础、以电子计算机为计算手段，采用迭代的计算方法，因此，它可以极为迅速地从一切可能的设计方案中选择出在给定工程条件下的最佳方案，已广泛用于汽车和总成及零部件的参数选择、结构形状选择和性能匹配等的设计工作中。

随着大型电子计算机的广泛采用和近代物理－数学分析方法的发展，汽车性能分析与计算的方法也达到了一个崭新的阶段，广泛地采用着计算机模拟这一现代分析手段。汽车性能的计算机模拟，就是将其物理模型转变为数学模型并用电子计算机对汽车在各种典型工况下的运动过程和动力过程进行模拟计算，求出其运动性能或响应特性。由于计算机模拟可以求解复杂的数学模型，因此所建立的数学模型可更接近实际，计算结果会更精确；计算机也能按预定程序模拟汽车的各种行驶工况，包括瞬变的非稳定工况以及难以试验的危险工况，因而能全面而精确地预测汽车在各种工况下的性能；计算机能迅速地完成大量参数及其不同组合方案的运算，查明这些参数和组合方案对汽车性能的影响，从而能迅速求得满意的设计方案和参数匹配。

美、日和欧洲的一些著名的汽车公司从20世纪60年代起就在汽车设计中广泛地采用了计算机模拟，在这方面做了大量的工作，形成了一整套新的理论和新方法，研制成了一系列方便、可靠的计算机模拟程序。从汽车动力性和燃料经济性的计算机模拟、汽车行驶平顺性的计算机模拟、操纵性和稳定性的计算机模拟，直至近年来在汽车设计中已广泛采用的汽车被动安全性即汽车碰撞时乘客安全性的计算机模拟。这些计算机模拟程序使汽车设计工作在提高汽车性能、加快研制周期方面起了巨大的作用。我国有关单位在这方面也取得了一定的成果。

汽车的动力性与燃料经济性和发动机、传动系的参数匹配密切相关。为了对这两种性能进行协调和提高，既可通过优化设计使发动机和传动系的参数作到最佳匹配；亦可利用计算机模拟进行研究和预测，以便更合理地选择发动机及传动系的有关参数，找到其最好匹配。在系列化设计时，为了以较少型号的发动机、变速器和驱动桥组合成系列化的多种车型，也需要进行上述性能的计算机模拟。

汽车行驶平顺性的计算机模拟技术已发展到较高水平。它不仅可模拟车身的振动，而且可同时模拟对平顺性有直接影响的其他振动，例如车架的弹性振动和本身的弯曲振动，驾驶

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

室和座椅（包括乘客）的振动，发动机和传动系的振动等，前、后悬架和减振器更要考虑在内。汽车行驶工况的模拟则以道路试验中取得的路面谱为基础。在计算机模拟中通过对一系列方案进行分析比较，可选出最佳的悬架型式、弹簧刚度、减振器阻尼系数、座椅的弹性特性、驾驶室支承和发动机支承的结构及位置与弹性特性等，还可以找出在给定轴距下车架应具有的弯曲刚度，样就能更准确地设计和预测汽车的振动舒适性或行驶平顺性。

对操纵性和稳定性的预测较复杂，因为它不仅需要预测稳态性能，而且需要预测许多瞬态性能和极限性能；需要考虑人的控制特性、环境（侧向风、路面、行驶条件等外部干扰）的影响等。需要从人－车－环境系统的角度来研究。就汽车本身来说，其转向系、悬架系、轮胎特性、整车参数和制动参数等都是影响汽车操纵性和稳定性的重要结构因素。因此，需要采用较多自由度的模型方能通过计算机模拟对操纵性和稳定性作出准确的预测。但早期的操纵性和稳定性研究多采用线性三自由度模型，偏重于研究汽车的侧偏、侧倾、侧摆和侧向加速度对转向输入的响应等侧向运动问题。后来，为了较精确地研究汽车对转向操纵的响应，增加了转向系的两个自由度而有了五自由度模型；为了研究各种瞬态响应和极限响应，又出现了 7 个和 10 个自由度的模型。随着研究内容的继续扩展和深化以及计算机模拟技术的发展，模型的自由度继续增多。近年来为了研究制动与转向复合操纵工况、防滑制动系的效果以及方向控制的极限性能，有人又提出了更多自由度的模型，有的多达二十多个自由度。但从汽车总体设计时初步匹配设计参数的需要来看，采用 7 个左右的自由度的模型也就可以了。这种模型已经可模拟定圆转向运动、蛇行运动和直线但有干扰时的行驶运动（测汽车的干扰稳定性、侧风稳定性及撒手稳定性）且可在相当宽的范围内（直到较高的侧向加速度和临界状态）对操纵性和稳定性作出较准确的预测。当然，在技术设计阶段可根据需要预测的广度和深度而选用更多自由度的模型。通过计算机模拟可以查明一些设计参数对转向特性的影响，可以更好地对设计参数进行匹配以便得到良好的操纵性和稳定性。

第二篇
汽车造型设计

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

第一章　概　　述

第一节　汽车造型设计的特点、任务和要求

汽车造型设计是汽车车身设计的开始。一般情况下，在进行汽车总布置设计时，就已经把汽车的基本型式确定下来了。其后的外形设计是初步构思外形，它是整个汽车设计的开始，也可以说它是整车设计最初阶段的一种构思。汽车工业的初级阶段并没有造型设计。它是在性能逐渐完善、有一定的生产技术水平和规模、而且产品与人民生活密切相关时，才形成的汽车设计必不可少的过程。它属于工业产品造型的一个重要分支。

一、汽车造型设计的特点

①首先要满足汽车产品的实用功能要求，并充分体现产品功能的科学性和先进性。它是以理论研究、汽车主要零部件的发展水平为基础的。

②要充分反映社会、科学、技术和物质文化生活的面貌，表现人们文化修养和心理素质，反映民族精神和审美要求，具有强烈的时尚性。

③汽车产品的造型应具有物质功能与精神功能的双重特性。它不同于一般的工艺品，应有使用价值，表现物质功能的特征，又具有艺术感染力，满足人们的审美要求，表现精神功能的特征，是技术与艺术的统一。

④要充分反映力学、材料学、机构学的新成就，体现最新物质材料、先进结构、先进工艺的特征。

⑤需要研究和协调汽车产品与环境，保证产品对人的生理、心理、功效、安全等因素的适应性。

⑥汽车产品造型是多专业、多学科的配合，也是产品开发、生产、销售等多个环节的密切协调。

二、课程研究的任务

汽车造型设计包括外貌设计和室内装饰设计两部分。

(1)汽车外貌设计

汽车的外貌取决于下面一些因素。

①汽车的总布置和车身的总布置。不同用途的汽车总布置设计是不同的，即使同一类车，因其用途和性能要求不同，所选各总成的类型及尺寸不同，经过总布置设计，汽车各部分总成的相对位置和乘客室的尺寸即可以确定，按这些总成的外部轮廓并考虑到适当的间隙，就可以确定汽车的基本形状。另外优先保证的性能要求不同，总体布置是有区别或是不完全相同的，因此就决定了汽车车身设计也是不同的。这是决定汽车造型不同的重要原因。

在这一阶段中，汽车造型设计人员尚不能做具体的艺术工作，因为汽车型式与汽车的结构

有密切的关系，对于同一类型、同一级别的汽车，会有相似的结构，因而其体量关系也极为相似。汽车造型设计人员的任务是与总布置设计人员共同合作，调整汽车的基本尺寸，以便使汽车各部分体量关系更为匀称协调，符合比例规律。

②汽车的总布置与匀称美观有时是矛盾的，不能使汽车因追求完美的比例而损害汽车的功能，同样也不能想像在一个比例尺寸完全不协调的结构上可以制造一个完美的车身形体，汽车造型设计人员与结构设计人员应深入掌握双方要求的要点，密切配合，从整车的实用与美观的双重要求出发，合理地解决各种矛盾。

③汽车表面形状，主要是汽车车身的表面覆盖件的形状，它构成了汽车的雕塑形象。这一阶段要解决的正是美学和样式问题、车型的继承性和风格问题。要使汽车有精确的线条和外形，并具有完美的雕塑形体。

④美学和样式问题，既取决于空气动力学在汽车外形设计中的应用，又取决于人们对审美的要求，以及各国家、民族、甚至生产厂家的具体风格，还取决于车身表面大型覆盖件的生产工艺。

⑤汽车车身表面覆盖件的生产工艺，主要包括冲压、焊接、装配等，是能否使汽车的雕塑形象付诸实施的关键。因此汽车造型设计人员要与工艺人员密切联系，掌握工艺生产规律，除了在造型上想办法尽量合理外，还要求工艺人员更好地利用生产中可能利用的条件和采用先进的工艺技术，最大限度地满足造型上的要求。

⑥汽车的外部装饰，有水箱罩、保险杠、车灯、车轮轮辋外罩、电镀条、标志的形状和位置以及车身的色彩处理等。汽车的外部装饰，除了要考虑使汽车的外部艺术面貌更完整以外，还要考虑到材料工艺问题，如塑料、电镀、喷漆、装配等。

汽车经过生产使用若干年后，可能要对某外貌进行修改设计，并且还要考虑到车身“三化”问题，协调艺术设计与“从标准化元件——非标准化整体”的设计原则之间的关系。

(2)汽车室内装饰设计

汽车的室内装饰一方面是仪表盘、方向盘、座椅以及操纵手柄和门把手等附件的造型，另一方面是覆盖材料的选择，包括纺织品、皮革制品、塑料制品、板材等。还要考虑它们的质感和色彩对人产生的心理和生理的影响，以充分发挥材料的装饰性能。

另外，汽车的室内设计还包含一个重要的内容就是人机工程学问题，各部分的尺寸大小、部件及手柄等的相互关系及位置，是十分重要的。

三、汽车造型设计应满足的要求

(1)使汽车具有完美的艺术形象

汽车的艺术形象应突出国家、地域、民族的特点，如美国汽车豪华、舒适、气派；日本汽车简约、明快；德国汽车精良、实用等。我国汽车的艺术形象应表达出我国人民的精神面貌，反映出我国科学技术水平、文化水平及人民的气质，应为大多数人所理解、利用和喜爱。我国汽车外形应表现出朴实、含蓄、大方的特点。

汽车的艺术形象，不仅表现在汽车的形体上，还表现在汽车装置及附件上，如座椅、灯具、各种覆饰品、各种仪表、电器等诸多附件上。需要用美学准则和艺术手法进行巧妙的设计和加工。在汽车造型设计中，还直接运用绘画、雕塑等艺术技巧。因此，各种艺术意识形态、各种艺术创作手法和技巧都会对汽车的艺术形象产生不同程度的影响。造型设计师应努力探讨各种工业产品造型的特点，研究各种艺术创作方法和技巧，并作为借鉴，提高汽车造型设计水平。

本作品为本人原创作品，未经允许，请勿转载

(2)使汽车具有良好的空气动力特性

汽车外形的发展史就是汽车性能的提高和空气动力学在汽车上的具体体现过程。当汽车以高速穿过空气时,气流就像一股强劲的飓风作用在车身上,是对汽车的行驶状态影响的主要因素。因此,汽车有良好的空气动力特性是十分重要的。既要使汽车有合理的外形以尽可能减少空气阻力,还要使汽车有良好的空气动力稳定性,使汽车能安全行驶。

(3)汽车车身具有良好的工艺性

汽车车身由许多大型覆盖件构成。在汽车造型设计时,应充分考虑这些零件的制造工艺,如合理分块,尽量减少拉延深度,减少冲压工序,简化冲模结构,并使零件具有良好的焊接工艺性等。

(4)应保证汽车有良好的适用性

汽车造型必须保证汽车结构合理,保证乘坐安全舒适、操作方便、视野良好等要求。既要避免迁就产品功能、忽视艺术的偏向,也要避免脱离功能、严重损害功能的唯美偏向。造型设计师与结构设计师应密切配合,尽量使完美的艺术形象体现在合理的车身结构上。

(5)应考虑材料的装饰效果

汽车车身上采用多种材料,如钢铁、有色金属、玻璃、纺织品、皮革、工程塑料、橡胶、木材、纸、油漆等。造型设计师应深入了解各种材料的性能、工艺方式,并正确选用,以表现装饰效果。

室内造型设计的趋势是愈来愈广泛地采用软覆饰材料。近年来,聚氨酯、聚氯乙烯、ABS等工程塑料,各种合成纤维以及复合材料等新型材料的普遍应用,既减轻重量,简化结构工艺,安全舒适,又使汽车室内艺术面貌焕然一新。

第二节　汽车外形发展史

一、汽车外形发展的影响因素

汽车外形的确定取决于如下几个因素 机械工程学、人机工程学、空气动力学以及电子学等,各个学科的发展和完善促进了汽车外形的发展。

汽车主要要求动力性、舒适性、安全性和经济性。在此前提下,首要的问题是机械工程学要求,其中发动机和底盘的设计、各部件的布置和安装一直是汽车发展的一个重要方面。完成总布置设计之后,可根据发动机、变速器的大小和驱动形式确定大致的车身形式,然后涉及车身的设计与制造,这些都属于机械工程学的范畴。

其次是人机工程学要求。汽车是由人来驾驶和乘坐的,必须保证安全性和舒适性。首先要确保乘员的空间,保证乘坐的舒适性、驾驶的方便性,并尽量确保驾驶员的视野性,另外还包括上下车的方便性。从广义上讲,人机工程学还包括对步行者安全性的保证,它涉及到车身外部的尺寸和形状问题。

机械工程学和人机工程学起着决定汽车基本骨架的作用,应该说是来自于汽车内部对车身设计及造型设计的制约。

电子学在汽车上的应用,为汽车的多功能化及性能的提高,提供了必要的条件。如制动安全性、操纵性及乘坐舒适性等,使汽车的性能得到了很大的提高。随着汽车工业的发展,电子学将是影响汽车工业的最重要的学科之一,它对汽车外形,特别是汽车室内造型有很大的影

响。

随着车速的提高，空气动力学尤为重要，主要还是侧重在空气动力学的应用。分析表明，汽车所受到的空气阻力与汽车行驶速度的平方成正比，因此必须在车身外形上下工夫，尽量减少空气阻力。空气阻力分为汽车横截面面积所决定的迎面阻力，以及由车身外形所决定的形状阻力，这些都是与汽车造型密切相关的。从空气动力学的角度出发，还有升力的问题和受横向风时的不稳定问题，它们都是影响汽车外形发展和设计的重要因素。

此外，一个国家、一个民族、一个厂家乃至一个设计者都有各自的特色，这也同样影响了汽车造型。只是在具体表现形式上有微妙的变化。

总之，协调以上诸要素，是汽车造型设计者的首要任务，也是促进汽车发展的重要因素。

上述各要素，在汽车工业发展的不同时期都有所侧重。比如，在汽车制造技术尚未成熟的初期，机械工程学要素是其重点，使汽车能行驶即可。随着科学技术的不断进步，就逐步开始尝试把诸要素统一于汽车上。

研究汽车造型的演变历史，就会发现，同一时代的汽车造型，总是有共同之处，一般可大致分为五个阶段，即箱型汽车、甲虫型汽车、船型汽车、鱼型汽车和楔型汽车。现以轿车为例予以叙述。

二、汽车外形的发展过程

(1)箱型汽车

1886 年德国工程师戈特利布·戴姆勒(Gottlieb·Daimler)制造的戴姆勒一号车被认为是世界第一辆汽车，如图 2－1－1 所示。该车是发动机后置、后轮驱动的四轮车，后轮比前轮约大一倍，利用转向拉杆转向，速度为 10km/h 左右。曾经有人把当时的汽车称为“没有马的马车”，这就是箱型汽车的原始型。

图 2－1－1 戴姆勒一号

原始的箱型汽车，发动机功率仅有 1～2HP，能乘坐 2～3 人，当时的汽车只是绅士贵族的娱乐工具。

由于车速的提高，迎面风使乘员难以忍受，因此需要考虑改变汽车的外形。1903 年美国福特公司制造的 A 型车，在该车坐席前设一块挡风板，如图 2－1－2。迎面来的风遇到挡风板，便向上方吹去，吹不着车上的乘员。

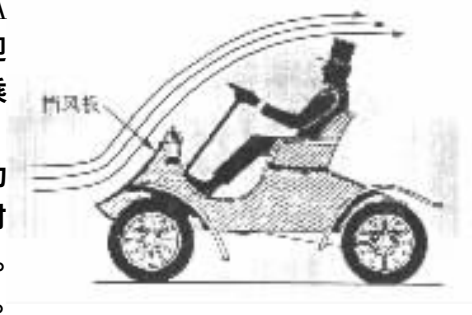


图 2－1－2 挡风板的功用

后来，又在汽车上设置风挡玻璃，没有车门，发动机前置，发动机为双缸，速度可达 50～60km/h，但这时仍没有脱离马车造型，是技术和设计均未成熟的产物。

汽车基本造型的确立是 1915 年福特 T 型汽车。在此之前，马车造型的汽车，从整体上看可以称为箱型，只是没有车门和车篷。

1900 年德国开始制造双缸发动机。1905 年开始生产四缸发动机，这时才出现了木结构的箱型汽车。但此时的箱型车重量大、成本高，所以仍以马车造型为主。

真正的箱型汽车是以 1915 年福特公司生产的 T 型汽车开始的。如图 2－1－3，它确立了

试读结束：需要全本请在线购买：www.ertongbook.com 免费下载

以后汽车的基本造型。

特别是 1913 年福特汽车公司创建了最早的流水作业汽车生产装配线，并开始装配 T－型（Model－T）车，这种车型由于开始采用当时最先进的大批量生产的组织形式，加之其结构设计的简化，因而造价低廉，这样就有可能把汽车的使用范围推广到更多方面，汽车不再是上层社会的奢侈品，而是一般中产阶级和富裕农民的运输工具。因此，汽车很快进入家庭。

图 2－1－3　1915 年美国生产的福特 T 型汽车

福特公司不但创立了大批量生产汽车的方式，并且开始考虑到发动机、变速器及车轮系统等，结构不变，而仅仅改变车身外形，即现在所谓的‘变型’车。

随着人们生活水平的提高，人们对汽车各方面的要求也越来越高。为调动用户购买汽车的积极性，制造者已经注意到了用户对汽车外观的审美要求，意识到汽车造型对销售的促进作用。同时用户也产生了多样化的要求，但在当时并未形成汽车造型的整体手段，仅能局部地改善某些零件的外观，如在前部散热器罩、翼子板等的形状和轮罩上进行装饰性的改进。

人们使用交通工具是为了更快地到达目的地，汽车的速度是衡量汽车性能的主要标志之一。提高车速，就要有相应的大功率发动机，但这还不够。分析表明，在汽车高速行驶时空气阻力是一个主要问题。如图 2－1－4，车速为 50km/h 左右时，相对风速 15m/s，空气阻力还不大成问题。而在设计时速 100km/h 以上的汽车时，则要考虑空气阻力的问题，赛车是从 1900 年，实用车是从 1910 年开始考虑了空气阻力问题。

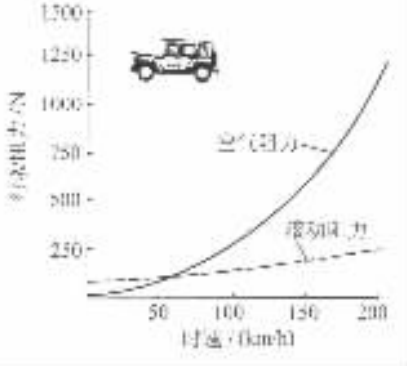


图 2－1－4　空气阻力与车速的关系

减小空气阻力的方法之一是减小迎风面的面积，1900 年的汽车车体几乎与马车同高，为 2.7m；1910 年降到 2.4m，1920 年为 1.9m。图 2－1－5 所示为菲亚特汽车车身高度的变化，可以清楚地看到汽车的高度是逐渐降低的。

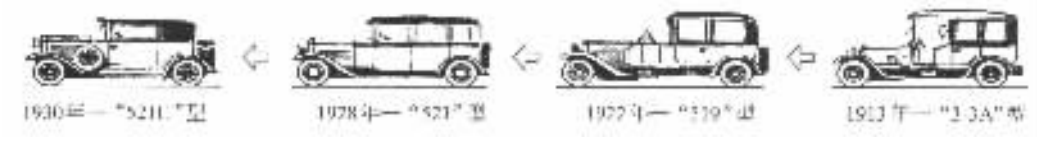


图 2－1－5　菲亚特汽车车身高度的变化

由于车身内要坐人，所以车身高度降到 1.3～1.4m，基本上就达到了最低限度。现代汽车为降低高度，离地间隙已达到 130mm 以下，再降潜力就已经不大了。

车身宽度越窄，空气阻力越小。按理说，应该逐渐变窄，但是实际上，却是逐渐加宽，开始只有 1.3m 左右，不久就扩大到 1.5m，横坐两个人的汽车车宽应达到 1.6m 左右，横坐三人的大型车达到 1.8～2.0m c，加宽车身能增加汽车行驶的横向稳定性，但是车身截面积增加，导致空气阻力增大。因此将车身横截面从初期的四方形逐渐变成椭圆形，如图 2－1－6。在保证所需空间的同时，减小了截面积，从而降低了空气阻力。

降低车高不仅可以给人以快速的感觉，更重要的是可以减小空气阻力，提高车速。

随着车顶高度的降低，前窗玻璃不断变窄，影响前方视野，乘员也感到十分憋闷。因此靠提高发动机功率来克服空气阻力的传统方法，再一次受到重视，发动机罩很长。但由于前方视野差，驾驶困难，舒适性差，历时 10 年到 1930 年前后，就很快消失了。箱型汽车与以前相比，棱角部分都变成为圆滑过渡了。因为箱型汽车有‘移动住宅’的特点，适于作为家庭用车，至今仍有其实用价值。

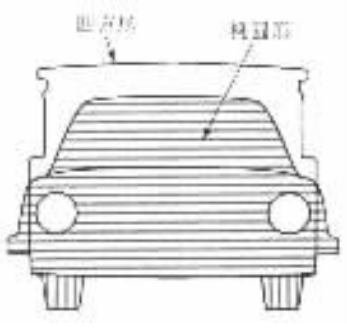


图 2－1－6 汽车车身横截面的变化

(2) 甲虫型汽车

为减小空气阻力，需减小迎风面面积，但是空气阻力还包括形状阻力。它是由汽车外形形状引起的空气涡流所造成的阻力。形状阻力占有很大比重，前窗玻璃、车顶，特别是汽车后部，产生空气涡流，这些涡流起着阻碍汽车前进的作用。人们经常看到行进中的汽车从排气管排出的白烟在汽车尾部缭绕，这就是尾部产生的涡流现象。这种空气涡流如果很强，就是龙卷风，具有极大的能量。汽车产生涡流，需要消耗汽车的发动机的能量。

1911 年，卡门在以一定速度范围流动的水中立起一根柱子，发现柱子后部产生涡流。1920 年，德国人保尔·亚莱用风洞对有名的卓别林号飞艇进行了空气阻力研究，证明正面形状和侧面形状对空气阻力的影响很大。物体所受的空气阻力与迎面面积成正比，并与速度的平方成反比。而亚莱更进一步引进了物体形状决定的空气阻力系数的概念。空气阻力的计算如下：

$$R = C_X \cdot A \cdot V^2$$

式中，R 为空气阻力，N；A 为迎面面积，m^2；V 为物体的速度，km/h；C_X 为空气阻力系数。

亚莱发现，前端方形的物体比前圆后尖的物体的空气阻力系数要大得多，从而找到了减小形状阻力的途径。

1934 年，美国密执安大学的雷依教授采用风洞和模型汽车，测出各种车身的空气阻力系数，结果如图 2－1－7。不久，有更多的航空流体力学学者从事汽车车身空气阻力的研究，其成果被大量地应用到汽车设计上。

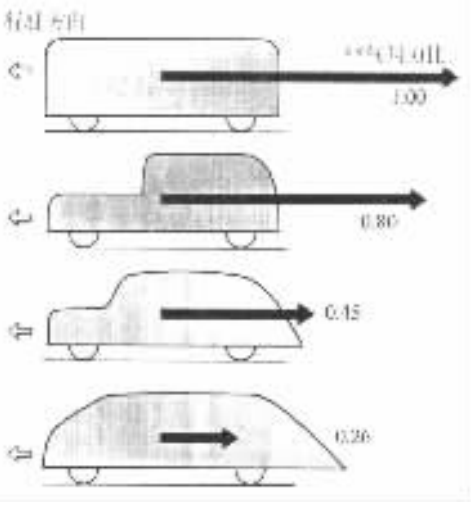


图 2－1－7 雷依教授进行的空气阻力的研究

汽车车身制造技术的进步也起到了很大的作用，以往的车身是在木制骨架上蒙盖铁板或布，但自从有了汽车钢板冲压技术以后，就开始生产具有许多柔和曲线的流线型车身。甲虫型汽车就是在这样的情况下出现的。

1934 年，大量生产的克莱斯勒·气流牌小客车首先采用流线型。该车侧面形状与雷依教授风洞试验的第三种模型相似，如图 2－1－8。该车使以往分散的发动机罩、前翼子板、头灯等成为一体，消除凸凹部分，但仍保留前翼子板，并设有上下车脚踏板，保险杠向前突出，这就是甲虫型汽车的初型。

流线型车身的‘甲虫型车’的大量生产是 1937 年

图书馆学习网 www.tushu.com 免费下载

从伏克斯瓦根(Volkswagen)开始的,如图 2－1－9。该车车身重视机能与合理性,因此同福特的 T 型车一样有较强的生命力,T 型车曾持续了整 20 年;伏克斯瓦根从 1937 年起连续生产了 30 年。德国的波尔舍(Porsche)博士采用轻便的扭杠弹簧,后置小型风冷水平对置四缸发动机,从而使甲虫的自然美被如实地运用到车身造型上。

图 2－1－8　1934 年克莱斯勒·气流牌小客车

图 2－1－9　伏克斯瓦根·甲虫型小客车

甲虫型汽车也有明显的缺点。尽管它具有流线型,空气阻力较小,但是与箱型汽车相比,乘员的活动空间明显变得狭小,特别是后排乘员,头顶上几乎没有空间。它的另一个缺点是对横向风的不稳定性。所谓横向风稳定性,就是风力怎样作用于车身侧面的问题。当横向风作用在车身侧面时,汽车纵截面的形状决定风的作用中心,即风压中心。横向稳定性问题就是由风压中心与车身重心的相互位置而产生的。

箱型汽车的纵断面,明显是后部大,风压中心在车身重心之后。但甲虫型汽车,因追求流线型,风压中心向前移,位于车身重心之前。受到横向风的影响时,箱型车开始是随风偏离行使路线,但接着是车尾继续随风偏移,而车头则转向迎风,最后使车子回到原来的路线。甲虫型车受到横向风作用后,车身前部随风偏离原来的行使路线,如图 2－1－10,因此是不稳定的。特别是车速超过 100km/h 后,容易失去行使的稳定性。同时。甲虫型汽车忽略了人机工程学。

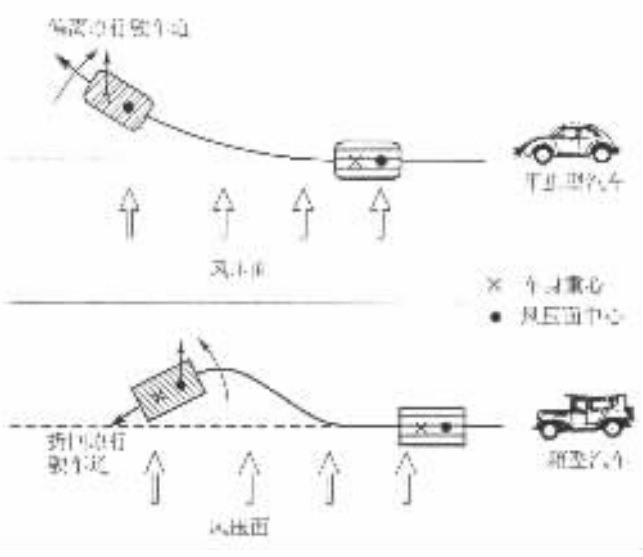


图 2－1－10　甲虫型汽车和箱型汽车的横风稳定性

三、船型汽车

在第二次世界大战中发展起来的人机工程学被应用于汽车上，福特公司于 1949 年开发出了福特 V8，如图 2－1－11。它与甲虫型车有很大的区别。第一次驾驶该车的驾驶员，被其轻便的操纵性所倾倒，后排的乘员则对其舒适性惊叹不止。应该说在汽车设计上，以人为主体的设计思想，是从这时开始的。即让设计师置身于驾驶员及乘员的位置，来设计便于操纵、乘坐舒适的汽车，并从理论上解释了两轮之间的乘坐位置的颠簸最小，采用了将整个车室置于两轮之间的设计方法，前方为发动机室，后部为行李舱，这样非常接近于船的造型，故称之为船型汽车。

图 2－1－11 1949 年的福特 V8 型小客车

如图 2－1－12(a)，这种船型汽车的室宽就是车身的宽度，而且发动机罩与前翼子板形成一体；以往是两翼子板带乘车踏板，因此车室的宽度较车身窄很多，如图 2－1－12(b)。而船型汽车在不增加长度的情况下，扩大了车身的空间。后翼子板与行李舱也成为一体，使得车身侧面从前到后成为一个平面，减小了侧面的形状阻力。

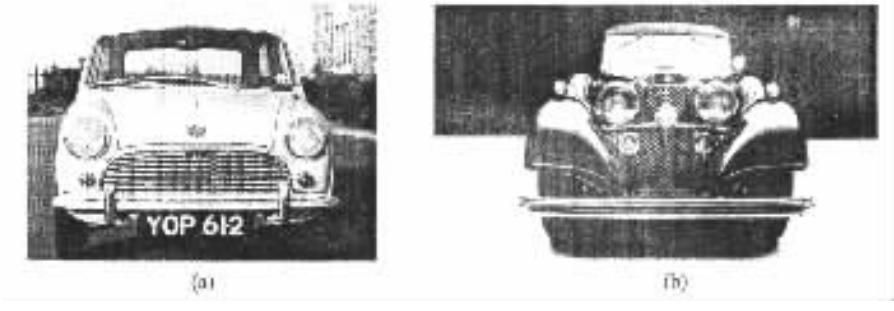


图 2－1－12 前翼子板处理方法的演变

船型汽车的视野性也比甲虫型车好得多，除了四角上的窗框影响视线外，四面都可以看到外面，因此福特 V8 受到了顾客的欢迎。该车既考虑了人机工程学，又考虑了空气动力学的影响，对今后的车身外形影响很大。

船型车如果采用普通发动机前置，风压中心大体上与汽车重心一致。与甲虫型车比较，增加了车身的纵向面积，从而使风压中心后移，增加了高速行驶的稳定性。

其次进行的就是改善驾驶员的视野性。甲虫型车全盛时期大约为 15 年，而船型汽车从 1949 年开始，已历经 50 多年，仍在沿用。证明了这种平直外形确实是十分优秀的，没有什么可改的。以后，又在视野性上进行了一些改进，即前后窗的倾斜度逐渐加大，以减小空气阻力。1930 年以前，前后窗没有倾斜，基本上是垂直的。注重了空气动力学之后，其倾斜角逐渐加大。甲虫型汽车的背部形状一般称为“滑背”(plain back)，船型的称为“阶梯背”(Nctck back)，比其倾斜度更大的称为“半斜背”(semi－fast back)或斜背(Fast back)，如图 2－1－13。斜背式汽车已接近后面将要介绍的鱼型车。

另外是采用大圆弧风挡玻璃，将风挡玻璃由驾驶员的前方扩展到侧面，视野性大大改善。后来有将这种玻璃应用于后窗，取得了良好的效果。

但是这种玻璃流行了 8 年，后来由于立柱强度不够，撞车或倾翻事故时，容易发生车身弯

本作品为个人作品，版权所有，免费下载

曲和车顶分离的危险。

后来还出现过后窗玻璃的反倾斜的造型，但不久也被淘汰了。

四、鱼型汽车

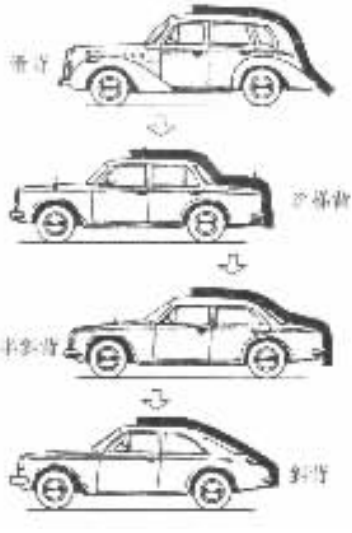


图 2－1－13　车身背部的演变

船型汽车有人机工程学方面的优越性，因此具有强大的生命力，成为世界汽车的基本车型。但是船型车尾部过分向后伸出，并形成阶梯状，也会产生空气涡流，尽管它没有箱型车严重。因此由阶梯状的标准型，逐渐将后车窗倾斜，倾斜的极限，即成为苗条的鱼型。斜背式车身就是鱼型车身的典型。

鱼型车亦属于流线型，它与甲虫型车相比，有两方面要注意：一是鱼型是由船型演变而来的，它考虑了人机工程学的应用；二是这期间汽车风洞试验的方法发生了相当大的变化。因此，斜背式是以更深入的科学研究为基础的新式流线型。甲虫型汽车没有考虑到路面的影响，随着汽车风洞试验方法的进步，逐步制造出经过锤炼的流线型。在充分考虑汽车特有的诸条件的基础上，建立了新的汽车流线型理论体系，斜背式就是这样的研究成果。

最早问世的斜背式汽车是 1952 年通用汽车公司制造的别克小轿车，1958 年英国阿斯顿·马丁公司生产的斜背式轿车，累计生产了 1110 辆，如图 2－1－14。

图 2－1－14　英国阿斯顿·马丁

鱼型车与甲虫型车相比，两者的区别在于：首先，二者都属于流线型，但甲虫型车是由箱型车进化而来的，车身高。从空气动力学观点看，前后翼子板和两侧踏板等发生卡门涡流的因素很多。鱼型车是从船型车进化来的，车身低，没有阶梯，前后翼子板与车体几乎成一体，并且鱼型车倾斜比较平缓，尾部较长，围绕车身的气流也比较平顺，不会产生涡流。鱼型车身比甲虫型车低、长、美观，具有鲤鱼的造型。它的横截面积小，所以迎风阻力小，形状阻力也小。

其次，鱼型车的后排座椅处于后桥的前方，因此后排摆动小。由于重心低，乘客在汽车急转弯时也不致倾倒。从驾驶员的角度看，由于后席低，后窗下缘也低，因此后下方视野性好。而甲虫型车的滑背式，一般后席都比较挤，位置正处于后桥上方，摇摆大，位置也高，影响后方视野。

此外，如果两种车的宽度一样，那么鱼型车室要宽敞得多，这是因为甲虫型滑背式车的前后翼子板及两侧踏板占据了一定的空间，而鱼型的车身两侧平坦，车身宽度几乎等于车室宽度。

还有，甲虫型汽车后排座后面的空间只能容纳一个备用轮胎，而鱼型斜背式车是一条平滑的曲线把车顶后缘与行李舱盖连接起来，因此行李箱容积很大。

1964 年的顺风牌则完全脱离了过去的流线型，外形优美，此后，鱼型斜背式车基本上限于两门及运动车，因为它产生了新的缺点。首先，鱼型斜背式车的后窗玻璃倾斜太大，与船型阶梯式车相比，后窗玻璃的上下宽度若不扩大两倍，就无法保证后方视野。玻璃面积增大，使得车身重量增加，强度下降，产生结构上的缺陷。另外，由于日光大面积射入车内，在夏季，即使采用大功率冷风装置，车内温度也很高。

鱼型车还有一个潜在的重大缺点，那就是同甲虫型车一样，对横向风的不稳定性。在时速 100km/h 以上行使时，受到横向风的影响，因而车身摆动，转向不易于控制。不仅如此，作为汽车空气动力学的新课题——升力也在起作用。即在高速行使时，鱼型车产生升力，从而减小了车轮与地面的附着力，遇到横向风时，车体就摆动。

众所周知，飞机是靠作用在机翼上的升力浮在空中的，如果把鱼型车加上翼，与飞机很相似，所以汽车车身上产生升力是不足为奇的。

为了解决横向风稳定性问题，人们可能会想到，只要不把汽车车身做成翼状就可以了，从这一点出发，产生了短尾式，如图 2－1－15。短尾式就是把鱼型车的后部砍掉一段，使之不成为翼状，即使高速行使，也不会产生直背式那样大的升力，因此对横向风也就比较稳定。这种短尾式多少会产生卡门涡流。但是这种型式主要缺点是车室狭窄，因此它并不是解决横向稳定性的最佳方案。

图 2－1－15 短尾式车身对横风较稳定的机理

后来，经过反复研究，终于找到了不产生升力的车型，即楔型车。

五、楔型汽车

汽车外形发展到鱼型，获得了空间阻力最小的型式，这已为世人所公认。但同时又产生了更为严重的问题，即升力问题。高速行使时，升力会带来很多问题，特别是方向盘过轻，操纵起来使人感到不安全。同时驱动力（前轮驱动时）下降，会影响到汽车的其他性能。如果是后轮驱动，附着力减小，即后轮腾空会导致驱动力大幅度下降。因此升力问题已不容忽视。

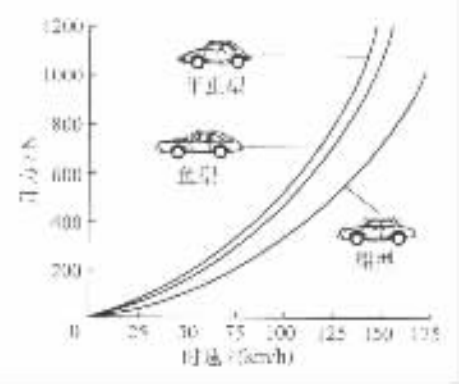


图 2－1－16 车速和升力的关系

图 2－1－16 所示为车速与升力的关系，甲虫型车的升力系数最大，鱼型车次之，船型车最小。升力的计算公式与阻力的计算公式大致相同，即

$$F = C_Z \cdot S \cdot V^2$$

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

式中，F 为升力，N；S 为汽车的平面面积，m^2；V 为行驶速度，km/h；C_Z 为升力系数，它随车身的纵截面的形状不同而变化。

根据风洞实验的结果，和汽车静止时相比，时速 100km/h 时，其附着力减小 1/8；150km/h 时，减小 1/4；200km/h 时，减小 1/2。这样不仅方向盘发飘，如果是前轮驱动车，则驱动力要大幅度下降，又陷入了不能充分发挥驱动力和行使稳定的困境。

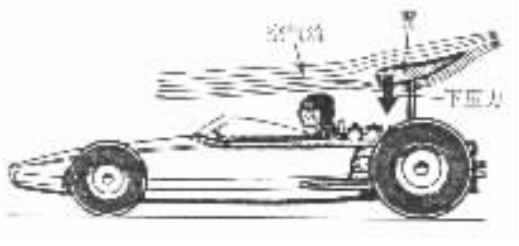


图 2－1－17　装在赛车上的翼的作用原理

人们首先是在赛车上装一个翼，这个翼与飞机的翼形相同，只是翻过来安装，如图 2－1－17。这样在行驶中会得到和升力同样性质的力，只是作用方向向下，以此来克服车身上的升力，以保证行车安全。因为翼要架空，所以其安装装置设计很困难，制作得坚固，则自重大，空气阻力也大。如果用空气阻力小的细柱做支撑，会由于振动和空气阻力而破坏，成为事故的隐患。

为了解决升力问题，想了种种办法，但都没能从根本上解决问题。如果将车身整体向前下方倾斜，能有效地克服升力，为摸索这种造型，通过多次风洞试验，查明了车身各部分行驶中所受风压的情况，如图 2－1－18，鱼型车和船型车的负压都很大，特别是发动机罩和车顶前部更为严重。

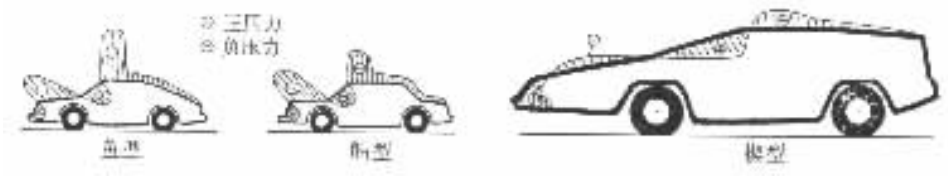


图 2－1－18　汽车行驶中的风压分布

为了不产生升力，最好使之产生向下而不是水平的正压，通过各种模型的风洞试验，终于找到了楔型。也就是车身前部呈尖形且向下。车身后部像刀切一样平直。

在高速安全性的基础上设计出来的楔型车是 1963 年的司蒂倍克·阿本提，如图 2－1－19。该车问世不久，司蒂倍克公司就倒闭了。因为“阿本提”诞生在船型车兴盛的时代，在当时还是不被大多数人所接受。

合理的东西，终为人们所接受。1968 年凯迪拉克的最高级车埃尔德拉多（Eldorado）就采用了司蒂倍克·阿本提小轿车的设计型式。

楔型车是目前所考虑的高速汽车，已接近于理想的造型，但是它的后方视野性不好。既要发挥楔型车的长处，又不损坏作为实用车的舒适性和视野性，1969 年设计的培里那·气动力学小轿车，其前部呈尖形，后部如刀切一样齐，是真正的楔型，如图 2－1－20。

1979 年在日内瓦国际汽车展览会上，乔治·雅罗设计的楔型运动车，名为黑桃皇牌（Ace of clubs），引起了公众的注目。该车车窗阔大，外形清爽利落，脱俗，令人赞赏。是 20 世纪 80 年代的典型作品之一。这时，已进入了楔型汽车的全盛时期，其特点是把散热器罩做成横宽形，上下很窄，发动机罩向前倾斜，加高行李舱的高度。

图 2－1－19 1963 年的司蒂倍克·阿本提小轿车

图 2－1－20 1969 年的倍里那·气动力学小轿车

同时，在参赛的汽车中，有的汽车后部采用鸭尾式，如图 2－1－21。原因是车速达到 120km/h 以上时，车身后部也会产生若干升力。因为是小客车，尾部可能“砍”得太过分，所以才会有升力，如果车速再高，这个问题就会更加严重。在这种情况下，产生了“鸭尾”造型，功能如图 2－1－22。沿车顶流动的空气，遇到“鸭尾”产生向下的作用力，使后轮附着力增大，这对后轮驱动的汽车是最有效的。但是这种设计形式影响后方视野性。为此，在整体上接近楔型的车体上，升高后翼子板的型式是一种折中的方案，它同样适用于高速行驶的轿车，如图 2－1－23。

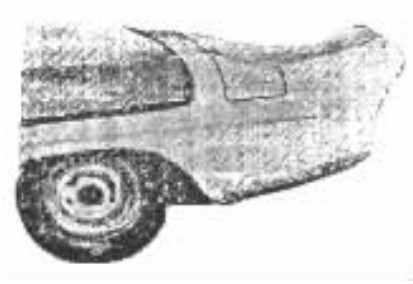


图 2－1－21 鸭尾式车尾

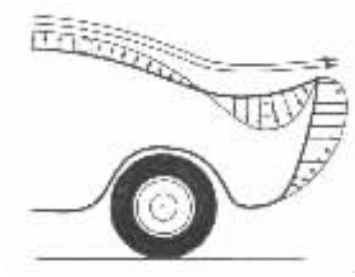


图 2－1－22 “鸭尾”的功用

图 2－1－23 升高的后翼子板

这种型式一直延续到 20 世纪 90 年代，包括 20 世纪末和 21 世纪初，依然以这种型式为基础，折中于船型汽车，仍有明显的行李箱盖，只是尺寸变小，以保证楔型的明显特征。图 2－1－24 所示为 21 世纪初的楔型轿车。

另一种趋势是把汽车设计成真正的楔型，只是尾部不是“砍”得很平，仍以曲线形式过渡，减小了涡流的形成。前部发动机罩与风挡玻璃的过渡愈来愈平滑，没有太明显的折转。图 2－1－25 所示为奥德赛商务车的外形，它更接近流线型，侧面更接近楔型，是进入 21 世纪以来最为流行的造型之一。

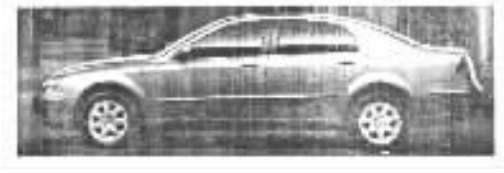


图 2－1－24 新型楔型轿车

图 2－1－25 奥德赛商务车

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

第三节　汽车造型设计的基本特征及内容

一、科学与艺术结合(双重性)

汽车造型设计的任务在于将它的实用要求的物质功能与审美要求的精神功能完美地结合起来。因此,以基础理论科学研究的成果为其后盾,恰当地利用新技术、新工艺、新材料,使产品能具有先进的、合理的物质功能,即动力性、经济性、舒适性等。同时,准确地把握具有实用性审美形式的创造,创造出符合时代审美要求的外形,它构成了本学科科学与艺术结合的双重性的特征。

科学与艺术的结合,设计优美的汽车外形,美化生活环境,创造出新的生活方式,同时改变和引导着人们的审美意识,将新的科学技术应用于汽车产品造型设计上,同时把艺术"熔化"于汽车产品造型中,这是时代赋予汽车造型设计师的任务。

二、人机系统协调(舒适性)

任何一件产品都是以人的接受程度来衡量其优劣的,汽车产品也不例外。它是供人操纵驾驶和乘坐的。因此,在操纵控制装置设计及其布置上更适应人的生理特征,显示装置设计及其布置也要适合人的感知特性,还要考虑乘员上下的方便性,乘坐的舒适性等。所以造型设计人员应运用人机工程学的研究成果,合理地运用人机系统设计的基准参数,特别是在目前的人性化、智能化的设计中,显得尤为重要。

三、启迪形象思维(创造性)

创造都是从形象思维开始的,最后落实为逻辑思维而形成计划。

汽车外形设计贵在创新,创新是汽车产品造型设计的灵魂,要求设计者善于从生活中去捕捉艺术形象,激发灵感,通过概括、抽象、提炼而创造新的形式,这里"想象比知识更重要"。

四、适应发展的需要(时尚性)

汽车产品的外形要有科学性,在完成其功能的前提下,还应具有强烈的时代感。一方面要体现时代的审美要求,另一方面要尽量采用新科技、新材料、新工艺使汽车外形有较强烈的时代感,其影响因素如下。

(1)科学技术的发展

科学技术的发展,产品功能的完善是汽车造型的实际的先导。纵观汽车外形发展,只有在科学技术为其提供新理论、新技术、新材料、新工艺的基础上,才能产生多方面的变化。汽车造型设计是完全依附于科学技术的发展的。纵观汽车的发展历史和不同的发展时期,其都是与当时的科学技术的发展分不开的。

(2)产品功能的完善和转化

由于汽车产品功能的特殊化,有着它自身的发展趋势。例如轿车在一定的前提下,尽量做到小型化和轻量化。且其性能也随着产品的发展、科学的进步而逐渐完善的。

(3)人们审美观念的变化

人们的审美观念是随着生理、心理、社会环境,以及旁系学科的影响而变化的。从心理因

素讲，在人们的心理特征中，好奇、好胜、求新、求美的心理作用是促进汽车产品造型演变的心理因素。当人们的物质生活比较富裕时，追求精神上的满足和快慰则更为强烈，也同样会进一步激发人们好奇、好胜、求新、求美的心理。

第四节 汽车造型设计师

汽车造型设计师是指产品设计工作人员。他们通过专门教育，拥有汽车结构与设计的基本知识，掌握设计的技能和技巧，能协作或独立完成汽车产品的外形设计。他们不仅能用语言和文字来描述其构想，而且将其视觉化、具体化。要完成这一切，汽车设计师应具有一定的知识技能。

如果从工业设计的角度来讲，早在原始社会，人类社会就已经开始注意产品的造型并积累了丰富的经验。自 1896 年第一辆汽车问世以来，汽车外形不断完善，已成为工业产品造型的一个重要方面。

包豪斯创造了现代设计教育体系之后，培养出了既有美术技能，又有科技知识应用技能的现代设计师。直到目前，社会的发展、人们生活水平的提高，对设计师提出了更高的要求，科学技术的进步也为设计师提供了更新的设计技能和手段。

美国工业设计著名学者阿瑟·波罗斯（Arthot Polo）在其所著的《工业设计的机遇》（Opportunities in Industrial Design）一书中提出“至今日为止，明显地不能用几个字来说明工业设计人才的素质，也不可能用合乎逻辑的公式来说明它”；“……他们是通才而不是专才”。“从工业设计师活动的多方面总起来说，人们应该同时作为一位评论家、艺术家、手艺人、工程师、推销员、心理学家和经济学家”。尽管如此，作为汽车造型设计人员，还是应该具备以下几方面的知识和技能。

（1）自然科学与社会科学的知识技能

①自然科学知识技能。汽车专业知识涉及力学、材料学、电学、热学、声学、光学等知识，使设计能极大地满足汽车的使用功能，即保证设计的科学性和合理性。材料学使设计师了解各种材料的性能，熟悉各种材料的应用工艺，以便在设计中充分利用其性能。

人机工程学是研究人在某种工作环境中的解剖学、生理学和心理学等方面的各种因素，研究人和机器及环境的相互作用，研究在工作中、家庭生活中和休闲时怎样统一考虑工作效率、人的健康、安全和舒适等问题的学科。它是上个世纪初兴起的综合性边缘科学，提出了设计的目的是人而不是产品的设计新思路，汽车造型设计师唯有掌握好这门学科，才能更好地“为人的需要”进行设计。

设计的本质是创造，设计创造始于设计师的创造性思维。因而，汽车造型设计师应对思维科学，特别是对创造性思维有一定领悟和掌握。设计师通过掌握创造性思维的形式、特征、表现与训练方法，进行科学的思维训练，从思维方法养成新的习惯，并贯彻于具体的设计实践中，以培养设计创新意识。

②社会科学知识技能。首先设计师要具有一定的经济学方面的知识，因为汽车产品的生产、制造、销售、消费等离不开经济的因素。尤其是市场营销意识及消费者的需求，掌握消费者的心理，理解消费文化，预测消费的趋势，从而使设计适应消费、引导消费，实现设计的经济价值与社会价值。

汽车造型设计不只是设计师的个人行为，也是一种社会行为，是为社会服务的。设计师须

机械工业出版社 www.cmpbook.com 免费下载

注意社会伦理道德,有高度的社会责任感,还要受到国家法律的保护与约束。设计出的汽车既对消费者负责,同时还要减小公害,保护其他人的生命财产的安全等。

(2)艺术表现技能

汽车造型设计师首先要掌握艺术与设计的知识技能。造型基础技能是通向专业设计技能的必经桥梁。造型基础技能以训练设计师的形态一空间认识能力与表现能力为核心。为培养设计师的设计意识,设计思维乃至设计表达与设计创造能力奠定基础。

造型基础技能包括手工造型、摄影、摄像和电脑造型。手工造型是基础,它包括素描、色彩、速写、构成、制图和材料成型等。但其中有一部分逐渐被新兴技术所取代。电脑造型既是基础又是发展趋势,已经成为设计师必须掌握的最重要的基础造型技术,有无限广阔的应用与发展前景。

①设计的手工造型训练不同于传统的艺术造型训练。设计素描造型与色彩造型不同于传统绘画造型,再现不是最终目的,设计素描不仅能满足于结构与样稿的分析,还应通过观赏、分析、联想,创造出新的形象来。设计的色彩造型包含写实色彩和设计色彩。写实色彩有助于塑造自然真实的形象,而设计色彩更加适应人在不同情况下的视觉要求,提高各种活动效率,增强视觉与精神快感,这样的素描与色彩造型训练,才能真正为设计的创造性本质奠定造型基础。

②设计速写造型是最快的表现语言,不受时间与工具的限制,为设计创作积累了大量的图片资料。更重要的是,草图式的速写在设计过程中不仅记录着设计的每一步进展,还是设计从初步构思到完整构思的必要"阶梯"。每一个设计几乎都是从速写式的草图开始的,设计速写是设计师自始至终必不可少的重要技能。

③传统的三大构成,即平面构成、色彩构成和立体构成,是造型设计的基础技能,它不仅为设计师提供了设计造型手段和造型选择机会,而且可培养训练设计师在平面、色彩和立体方面的逻辑思维与形象思维能力。此外还有光构成、运动构成和综合构成,有益于拓展新的造型语言与手段,开拓设计的新境界,但这些只是在初步地研究探索中。

④制图技能,包括机械(工程)制图与效果图的绘制,特别是效果图绘制是汽车造型设计师要掌握的基本技能。设计效果图形象逼真,一目了然,可以充分展现设计对象的形态、色彩、肌理及质感的效果,使人有如见实物之感。对设计效果图要先掌握透视原理和画法。

⑤摄影摄像也是设计师所应具备的技能。一种是资料性的摄影摄像,可为设计创作搜集大量资料;另一种是广告摄影摄像,其本身也是一种设计。

⑥材料成型,是依靠外力,使各种造型材料按照人的要求形成特定形态的过程,包括人工成型与机械成型。设计师需要手脑并用,不能忽视动手技能。由于各种材料,如木材、金属、塑料等加工成型方法各不相同,设计师通过成型操作训练,熟悉材料及机器的性能,熟悉生产工艺流程,了解机械成型手段,掌握一定手工成型手段,以提高实际动手能力、立体造型能力与技术应用能力,培养材料美、技术美、功能美等新的审美感受能力。同时必须掌握材料表面处理能力,以提高外观机理与质感效果。模型制作也是材料成型的一种,其优点是三维立体,可直观感受,作为设计辅助、展览、摄影、试验、观测,可弥补平面图形的不足。

⑦计算机辅助设计技术,即快速成型技术,又称为快速原型制作技术(Rapid Prototyping Manufacturing 即 RPM 技术)。它可将电脑上的创意设计快速准确地复制成三维固态实物,就如同打印机打印文件图样一样方便。成型材料主要是纸、木和树脂材料。

第二章 汽车外形分类及造型设计方法

第一节 汽车车身型体分类及特点

汽车可按用途、动力型式、驱动型式、行驶机构的特征及行驶道路条件进行分类。在汽车造型中，按其用途分类更便于比较。这里主要介绍一下典型轿车、客车、货车的车身布置分类。

一、轿车

轿车按其使用性能以及车内座位数、座位分布形式、发动机位置、车门数、车窗数和顶盖形式的差异而区分。轿车的造型特点是形体完整、线条连贯流畅，对外形和内饰的造型要求较高。

(1)普通轿车

按车门数分为四门和双门两种。

①四门轿车。是轿车最普通的型式，产量也较大，一般有前、后两排座椅和四扇门。前座左、右分开，各乘1人，后排座椅为长条式，可乘2~3人，其中最佳座位即“主座”，通常设在前排，也有少数设在后排。一般每边有前、后两个侧窗或外加后三角窗。这种轿车主要作为家庭用车，也用作公务或出租车。以车身结构分类的承载式或非承载式轿车从外观上看并无明显差异，均可分为头部(通常装有发动机)、中部(乘客厢)和尾部(行李箱)三部分。随着汽车空气动力性能研究的日益深入与改进，这种形式的车尾部逐渐增高而后窗玻璃斜度亦逐渐增大，成为所谓“半快背式”的型式，前窗玻璃斜度加大，整个形体趋向“楔型”，如图2-2-1(a)。

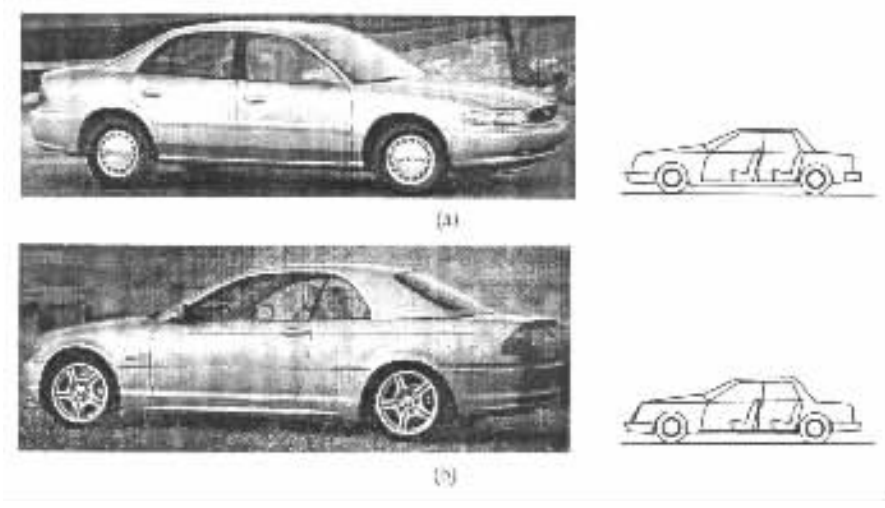


图2-2-1 普通轿车

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

②双门轿车。这类轿车设有两排座位和两扇门，它的一种型式的形体几乎与四门轿车完全相同，区别仅在于车门的数目；而另一种型式的车，其外形与四门轿车基本相同，只是后排座位无专用车门，坐在后排座位的乘客上、下车时要从前排座位置跨越过去，前排座位的靠背必须是可以前倾的结构。这种车的后排座多为家庭中的小孩所用或作为临时性的乘坐使用，平时经常使用的只是前排座。这种轿车的全长一般在 4m 以下。由于轴距相应缩短，并将尾部与中部结合起来，而形成斜溜的背部（称为"快背式"），在造型上显得尾部较长而整车尺寸较小巧，如图 2－2－1(b)。

(2)硬顶轿车

这种车型的造型特点是侧窗前、后连成一体，形成一条较长的透明带。显得车身轻巧、明快、活泼。

一般分为双门式和四门式两类，它与普通轿车相比，车身中柱无上部，门窗无框，其余部分基本相同，而且车顶轻巧，动感较好。这种车室内明快，一般供旅游乘坐。其车身结构的特点是以前、后柱支承顶盖。但实际的结构刚性不如具有中柱的普通轿车好，安全性较差。由于车门窗无框，因此密封性较差，故只适宜在道路环境良好的地区使用，如图 2－2－2(a)，(b)。

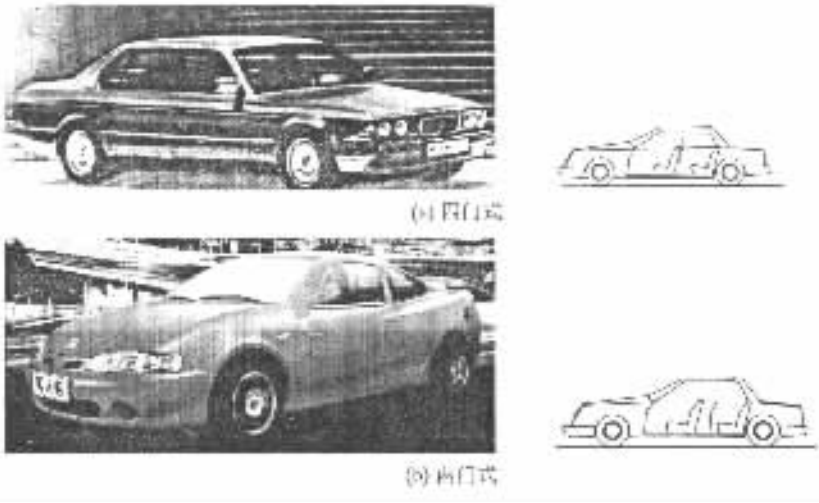


图 2－2－2　硬顶轿车

(3)双座轿车

这种车型的造型特点是乘客厢部分在三段比例中相对较小，故显得车的头部和尾部相对较长，形成了细长的形体，富于动感，轻快活泼。

双座轿车是由旧式双人自驾马车演变而来的。由车主自己驾驶。这种车型都是系列车型中的变型车，而基本车型为普通轿车。有一种双座轿车在后座位处设两个简陋的临时性座位供小孩乘坐，另一种是无后小座的双座车。由于双座车总重减少而使后备功率相对提高，故性能较好，如图 2－2－3(a)，(b)。

(4)高级轿车

高级轿车的重要特点是将较舒适的座位设置在后排。适于聘任驾驶员的社会上层人士使用。因此，高级轿车多为公务使用，专供社会上层人士在较隆重的场合乘坐。车身布置可分为两排座和三排座两种。为保证后座乘员上、下车方便，乘坐空间充裕，轴距及全车长度均比普

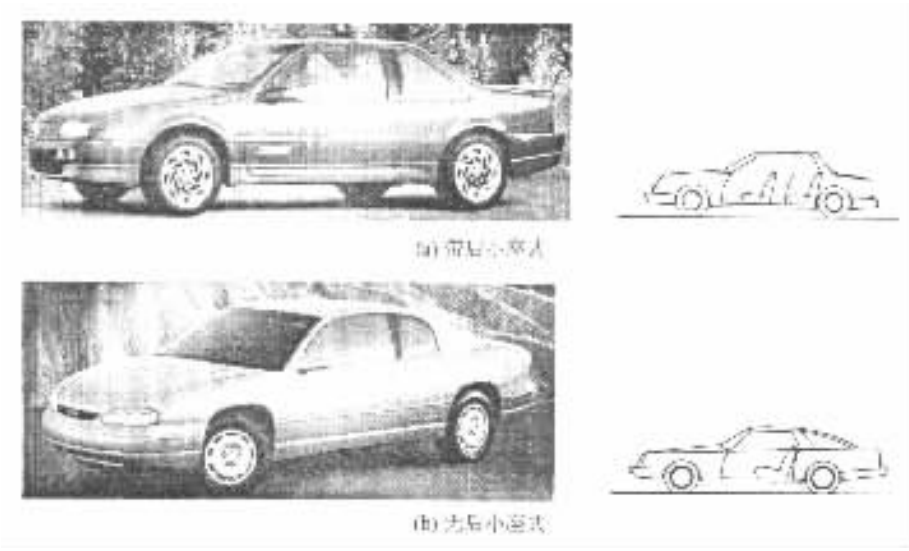


图 2－2－3 双座车

通车型长，故有“长轴距型”之称。车身室内高度也稍高，客厢内特别是后座的设备齐全、华丽、考究，并可按用车人特殊需要装备通讯设备、办公桌甚至微型计算机。国家重要领导人的专用华贵车还可以装备防弹装置。必须明确的是华贵车并非只求豪华，其要求是多方面的，决不可仅以座位数、动力性、轴距与车长尺寸或室内设置豪华程度等个别指标为依据而称其为“华贵车”，如图 2－2－4(a)，(b)。

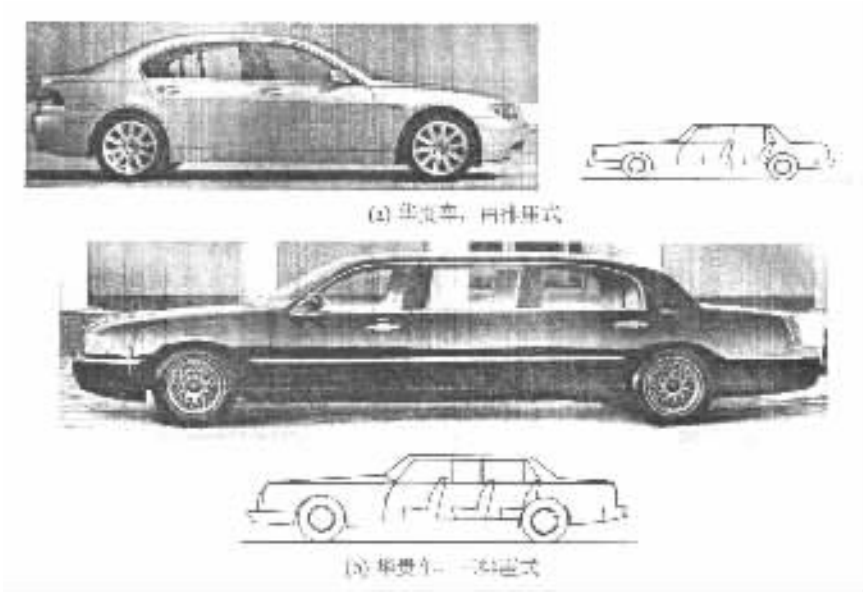


图 2－2－4 高级轿车

高级轿车的造型特点是中部客厢为车身三段的最长部分。整车显得十分庄严、稳重，因而轻巧的动感相对减少。华贵车由于使用级别高，所以较少采用带有夸张性的装饰，以形成高雅、庄重、严肃的形象。但必须特别指出，三排座的长轴距轿车不一定全是高级轿车。有些国

家的出租车也是三排座长轴距，例如原德国奔驰公司的“奔驰－230E”，就不是高级轿车。

(5)敞篷车

亦称“活动顶篷车”。通常采用可折叠的软篷（轻型军用越野车——吉普——就是这种型式），但也有采用可拆卸的硬顶或者可收入行李箱的硬顶。敞篷车有两种主要用途：第一，短途旅游、观光；第二，国家领导人在检阅时采用。在我国敞篷车（无篷式及活动顶式）均作为检阅时用。活动顶可为软质或硬质的分块结构。敞篷车型也有四门与双门之分。由于顶篷是活动式，故车侧窗与顶篷处的密封性很难保证。敞篷车也是没有中柱的车身结构。

敞篷车造型的特点是中部没有顶盖，使全车高度明显降低，并且由于前、中、后三段连成一个连续的车裙部，成为扁长的形状，如图 2－2－5(a)，(b)。

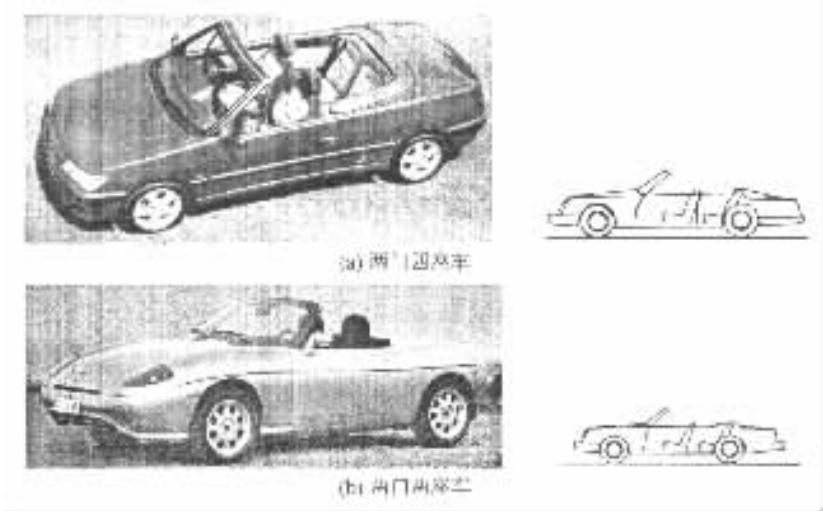


图 2－2－5　敞篷车

(6)跑车

跑车是专门设计供高速行驶用车，它的造型特点是线型圆滑流畅，色彩鲜艳。它一般为双座车，也可以在双座后设临时性的小座。采用可折叠的软篷或硬顶。汽车动力性较好，车速较高。其总体布置形式是发动机舱所占空间远远大于客厢，行李箱甚小，甚至可以不设。这种车一般作为富人的娱乐、消遣与竞赛之用，如图 2－2－6。

图 2－2－6　跑车

(7)运动车

运动车的主要用途不是运输乘人，而是体育运动，如打猎、高尔夫球场专用车、海滩游玩汽车等。故这种车一般为双座，后面不设小座，无车门与侧窗。整车布置接近跑车的尺寸。顶篷

可为折叠式或无顶篷。上、下车时只需跨过车身侧围，无行李箱。

运动车和跑车虽然车型稍有不同，但造型的特点是完全一样的。由于这两种车型都是小型而无顶盖，因此车头部分显得较长，而车身低小，活泼轻巧。实际上已不存在一般轿车车身的三段形式，如图 2－2－7。

图 2－2－7 运动车

(8)旅行车

英语直译为“接站车”，最早起源于美国，是将四门轿车的车顶向后延伸，后排座椅可叠起以便放置较多(或长度较大)的行李。其特点是既有轿车的规模又有较大的存放货物的空间。一般仍为两排座位，或可在后部另设一临时的备用座。此类型车的主要特点之一是有背门，供装卸货物；其次是此类车型是以基本型轿车为基础，将行李箱上部空间扩入客厢，成为整体客厢兼货舱。车顶上还可放置滑雪板、帆板或携带式小型游艇等，如图 2－2－8。

图 2－2－8 旅行车

旅行车的造型特点是尾部形状较呆板，尾灯的造型往往受到限制，处理较难。

(9)多用车

多用车的造型属于轿车的范畴，它是以轿车基本型改成的客货两用，敞开货箱的运输车型。这种车型是以普通轿车基本车身结构为基础，保留车头及客厢前座，后部顶盖、侧围全部改成敞开式货箱，有两个车门。在德国、日本和我国有客货两用的车型，它们都是利用轻型货车或是封闭厢式车汽车的底盘及驾驶室改成的，前排(或有第二排座椅)为乘客厢，后部有敞开式货箱。这样的车型布置多为平头或短头货车驾驶室类型。与利用轿车基本型改制的多用车不相同，其性能有所不同，造型也有较大差异，如图 2－2－9。

(10)厢式车

厢式车用于商业、城市服务业运送避免暴露的货物。这种车型介于轿车与轻型货车或小型客车之间，以轿车基本总成、部件组成的车型(往往多为短头式)，一般列入轿车变型车范畴；而以轻型货车或小客车基本总成、部件组成的车型(往往为平头式)则列入轻型货车范畴，如图 2－2－

图 2－2－9　多用车

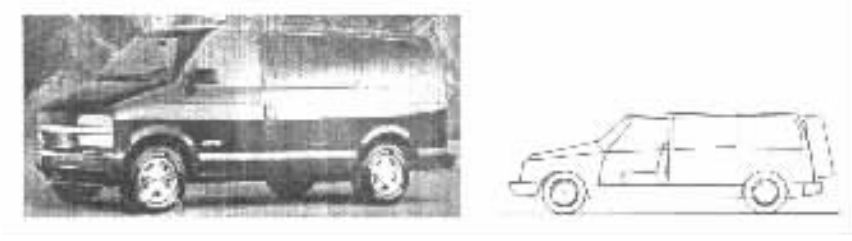


图 2－2－10　厢式车

10。另外还有近年兴起的运钞车及市内运送冷冻食品的微型及中型厢式车等。

二、客车

客车属于真正的厢型车，其造型特点是大平面较多，具有重复的构件和线条，其表面比例和色彩区域的划分很值得推敲，目前客车有使顶盖减薄、支柱跨距和玻璃面积逐渐加大的趋势。现代客车已全为平头车（即发动机在车厢内而不突出）。除个别国家的双层客车类型外，长头客车已不多见。

（1）城市公共客车

用于城市公共交通。城市公共客车由于乘客上、下车频繁，因此其地板离地高度较低。由于车厢内要求乘客流动方便，故这种客车座位数不多。车内应设置站立位置，故车内通道应有足够的高度与宽度。设有前、后两个客门，也有为驾驶员单独设车门的。客车多为气动折叠式门或拉门。车厢内任何位置都要求有扶手、拉手以便保证乘客的安全。城市客车侧窗及前窗面积较大，以扩大驾驶员的视野，乘客站立时也可从侧窗随时看到街道和车站站牌，如图 2－2－11。

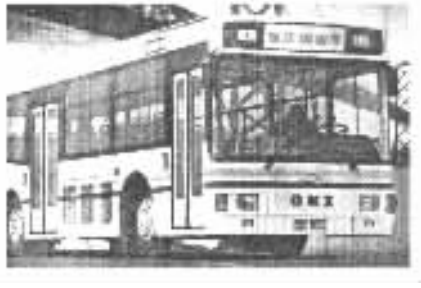


图 2－2－11　城市公共客车

（2）长途客车

外观与城市客车大体相同。由于乘坐时间长，车内全部布置座席，地板离地较高，地板底下设行李舱、空调机及其他设施。车门较窄，通常有一个车门和一个安全门，分别位于前、后端。长途客车车窗开阔以供乘客观赏车外风光。座椅可以放倒一定角度供长途旅程时休息。车厢内设有空调装置和厕所。图 2－2－12 所示为长途客车。

这种车型的造型特点是由于车裙下部设有行李舱，地板离地面较高。在造型上车裙部过

大，显得车窗面积相对减小，所以在侧窗上部与顶盖连接处形成一块弯曲的玻璃窗。这样可开阔乘客的视野。目前长途大客车流行高地板，整个车身高在 3.5m 以上，由于车宽及轮距的限制，汽车的横向稳定性下降，这对于长途客车是不利的。

图 2－2－12 长途客车

(3)双层客车

双层客车上层车厢较低，只允许有座席。下层站席与座位均有，供短途临时性流动较多的乘客使用，如图 2－2－13。

双层客车造型的特点在于车高度大于一般客车，节省停车场所，但汽车侧面的动感较差，正面的稳定感也较差。因此适于市内客运或短途客运，行驶在良好的路面上。这类车更适应于城市拥挤、人口密度大的城市。如英国等。

(4)铰接式客车

为提高运输效率，以往城市公共汽车多为铰接式客车。铰接式客车车厢虽长，但中央铰接伸缩段可使汽车转弯半径相对缩小，适用于城市道路条件。铰接式客车一般设三个客门：前、中、后门，以便于乘坐在中部的乘客容易上、下车。其缺点是中部铰接部位乘坐或站立的乘客很不舒服，故目前已较少使用，如图 2－2－14。

图 2－2－13 双层客车

图 2－2－14 铰接式客车

(5)小型客车

是由轿车和小型货车改装而成可容纳十余名乘客的中、小型团体使用车型。汽车长度一般较短(总长小于 7m)，车内不设站席(内高在 1.3m 左右)。

小型客车的造型虽然是一种客车，但由于其车长与高均小于一般客车并接近轿车，所以常采用某些轿车的造型特点，例如正面车头改为有一定的倾斜，形成动感，前风窗玻璃类似轿车的弧形玻璃，以及车灯、冷却空气进气口、栅格形式等等。其特点是造型轻巧、色彩鲜艳。如图 2－2－15(a)。近年要求小型客车改为短头式，即在客车前脸加长一部分，以提高碰车时的安全性，如图 2－2－15(b)。

(6)旅游客车

旅游客车是长途客车的一种专用型式，专供旅游使用。它有较舒适的座位，其车窗尺寸较大，以便开阔视野。这种车型的内部设施与长途客车几乎完全相同，一般不设行李舱，如图 2－2－16。

旅游客车可以是大型的长途客车，也可以是小型客车，但内部设置均十分完善，为旅游者提供良好的生理上及心理上的享受。

此外还有阶梯形客车，又称一层半客车，其前后部地板分成阶梯状，后部乘客的视野较好，

图 2－2－15　小型客车

玻璃面积也较大，供游览用。

三、货车

货车的造型重点在驾驶室和头部（车前板件），后部各种型式的车厢亦希望尽量地与驾驶室的线型连贯与协调。货车的布置分类一般以其驾驶室与发动机相对位置和货箱形式的不同而论。

(1)长头货车

长头货车是货车最基本的型式，即发动机置于驾驶室前方，发动机舱突出，故称“长头”。采用这种布置形式，其发动机的噪声与辐射热进入驾驶室较少。缺点是发动机舱加驾驶室的总长占全车长的比例较大，装载空间利用率较低。另一分支类型为短头车，其特点是发动机的后半部伸入驾驶室，发动机舱向前突出长度减小，提高了装载空间利用率，如图 2－2－17。

图 2－2－16　旅游客车

图 2－2－17　长头货车

长头货车在造型时应注意使车前板件与驾驶室的线型连成统一整体。这种造型方法与轿车头部造型有相似之处，但比轿车更为朴素、刚健。

(2)平头货车

平头式货车可分为发动机布置于驾驶员侧旁（CAE 型）和发动机布置于坐垫下方（COE 型）两种。COE 型驾驶室高度较前者大些，风窗高度亦较大，而且前脸造型受发动机尺寸的限制较小。平头式货车前脸的造型与大客车的造型有相似之处，如图 2－2－18。

图 2－2－18　平头货车

(3)拖挂车

是货车的牵引动力车。拖车本身带有车厢，承载货物，其外形虽与货车相似，但其车辆长度和轴距较短，而且尾部设有拖钩，以便牵引拖车，如图 2－2－19。

拖车由于其本身高度与它所拖挂的货车、列车高度相差很多，因此应从造型的美感和空气动力学方面采取措施解决。近年来不少拖车在顶盖上附加一块导流板把拖车前窗上缘和货车、列车连贯起来。由于加导流板使汽车前脸显得狭长而高，失去稳定感。所以这种造型有意地将水箱面罩向两侧伸展直至与车宽接近。

(4)半拖车

半拖车是货车、列车的牵引动力车，拖车本身不设货箱，其后部设有牵引座，用来牵引和支承半挂车前端，与之配合的半挂车的负荷的一部分由半拖车的后轴承载。半拖车是单纯的列车牵引动力车，挂车卸下后可立即改与其他挂车连接，这样极大地提高了运输的效率。半拖车可与集装箱的挂车或平台挂车相配合成为多种型式的高效率公路运输装卸系统。所以现代化的公路运输中半拖车是一种重要的车型，如图 2－2－20。

图 2－2－19 拖挂车

图 2－2－20 半拖车

(5)自卸车

主要用于装运砂土、矿石类货物等的专用货车。大型自卸车的驾驶室多为偏置式，只有一个驾驶员席。其驾驶室部分与普通货车相同，车厢部分比一般同吨位普通货车小。货箱下有液压升举机构，卸货时货箱前端举起，箱后板打开使货物自行卸下，如图 2－2－21。

(6)开式轻型货车

它是由轿车改装而来，国外称“拾零车”(PicAuP)，其车箱造型较讲究，车箱侧面与驾驶室侧面形成较好的连续感，如图 2－2－22。

图 2－2－21 自卸车

图 2－2－22 开式轻型货车

(7)闭式轻型货车

闭式轻型货车分为长头与平头两种，前者的造型与旅行车相似，后者的造型与小型客车相似，如图 2－2－23。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

四、其他类车

图 2－2－23　闭式轻型货车

(1)多用途车(SUV)

SUV 是 Sport & Utility Vehicle 的英文缩写，中文名为多用途运动车。它既能在市区及公路上行驶，又能越野行驶。SUV 强调在良好越野表现的同时，要有最佳的乘坐舒适性，而且 SUV 的座椅应该能自由组合，以保证大的行李空间。

SUV 有大、中、小之分，大型 SUV 一般在 5m 左右，中型 SUV4.5m 左右，小型 SUV 在 4m 左右，如图 2－2－24。

图 2－2－24　多用途运动车

(2)多功能车(MPV)

MPV 是英文 Multi－purpose Vehiche 的缩写，意为多功能车。所谓多功能车指的是在宽敞的车内空间条件下，通过座椅的灵活移动、折叠或拆卸，获得人们所需要的多种使用功能。它更多地融入了更多轿车化的特点，如图 2－2－25。

图 2－2－25　多功能车

(3)概念车(Concept Vehiche)

所谓概念车，就是尚未进入市场的一种设计独特具有相当超前设计的新车型。能称为概念车的，必须给人以启迪，且能引导新观念的汽车。也许它刚设计出来时，人们的欣赏观念、消费能力还难以承受，但它前卫新潮的外观，以及车身用材、性能发展和车内装饰的大胆设计等，往往预示着一场汽车工业革命的到来。概念车一般属于轿车或跑车类。在历届汽车展中概念车是最引人注目的一种，它集中了最先进的科学技术、最前卫的造型。它往往经过适当地修改以便转换为实用的车型，如图 2－2－26。

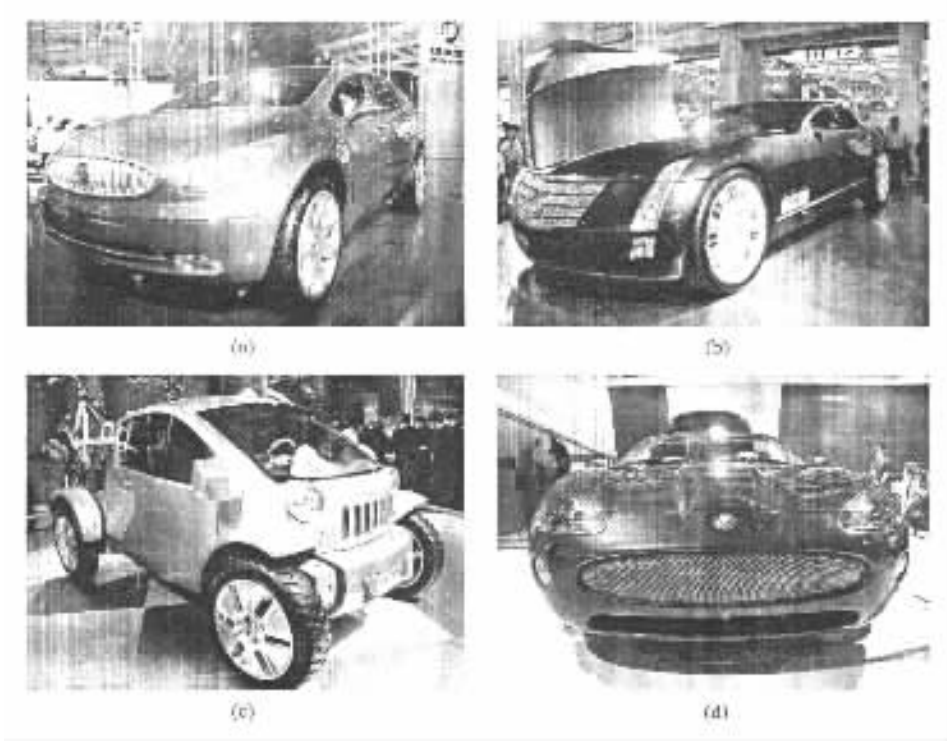


图 2－2－26 几种概念车

汽车的造型分类，还应包括各种专用车，以适应不同用途，如用轿车或微型客车等改装的录像车、适于公安系统用的指挥车、公务车、城市监察车等，用客车改装的各种销售车、家庭旅行车，用货车改装的各种专用物质运输车等。此外还有越野车及各种军事用车。由于其造型上与上述的轿车、客车、货车、多用途车和多功能车等都有相似之处。因此不再一列举。

随着社会的发展和人们生活水平的提高，人们对汽车的功能及各种用途也在不断地改变和提高，会有各式各样的新型汽车问世，同时也将给汽车造型设计提出新的课题。

第二节 汽车造型的工作过程及方法

汽车造型设计是汽车设计工作中的一个重要环节。现代汽车是大批量、流水线生产的产品，对其设计的内容要求非常严密，要经过可靠的科学验证，否则设计中的不足或错误之处将在生产中造成不堪设想的后果。所以为了保证设计的周密性与科学性，就必须相应地形成一整套的系统化的工作方法与程序，这是生产发展的需要。汽车外形上的全部体面转折关系以及各个细部的形状，很难在平面效果图上表达清楚，只能在立体模型上反映出来。汽车模型的雕塑过程，是汽车外形在效果图的基础上进一步深入发展和完善的过程，也是汽车的艺术形象更好地与汽车的结构、性能和制造工艺有机地结合的过程。汽车造型设计工作方法如下。

一、传统的造型程序

(1)收集资料形成造型设计概念

收集资料的含义很广泛，资料不应局限于成文的或成形的东西，很多极为有用的资料都是

此试读，需要完整PDF请访问：www.ertongbook.com

从某些别的东西上得到启发而构思出来的。所以造型设计师必须经常对广泛的事物细心观察、研究，也就是对一切事物都要反应敏感，善于观察、琢磨，从而产生兴趣。

现代的汽车工业发达国家的企业非常重视设计资料。产品开发和研究部门每年派出大量专业人员到世界各地的汽车展览会或市场上对新产品的发展进行了解、调查。他们公开或不公开地对有关产品进行拍照、记录，收取样品、文件资料。特别重视有竞争优势的厂家的产品，对于市场上出现的同类产品或样品千方百计、不惜工本地去获取，然后在本厂的专业部门进行分类研究、对比、试验，以期从中找出自己产品与先进产品之间存在的差距并寻求改进的途径和方法。这些工作无疑就是给自己的新产品提供宝贵的参考资料。虽然这些工作要付出可观的代价，但是事实已经证明，在产品竞争中如果不能及时地、透彻地了解对手的产品，就不可能取得先进性，必然失去竞争力。由此可见汽车造型设计前期的资料收集工作何等重要！有继承才有创新。新的设计是建立在原有设计基础上的，它需要借鉴已有的成熟的设计，也需要借鉴同时期正在开发的相同汽车产品和不同产品的优点。在此基础上，再发挥设计者的主观能动性，才能设计出有竞争力的产品。

(2)效果图

在艺术设计的最初阶段，美工人员常常以绘画的形式绘制构思草图，这些草图多半是素描，也有的是灰纸画或其他形式的绘画。经过评议选出较优秀的一些素描画，然后将它们进一步绘制成较完整的彩色效果图。

效果图可以表达汽车的整车外形、室内装饰、某些零件或车身某部分的局部艺术效果，此外还可以用正投影图的形式表示汽车的比例划分和重要线条，表示不同的色彩方案和装饰件方案等等。

作为造型依据的立体效果图必须要按照透视规律，用严格的比例绘出。没有严格的透视投影关系的效果图容易给人造成假象，会对造型工作产生不良的影响。

(3)1:10 油泥模型

在绘制彩色效果图的同时，往往希望塑制 1:10 油泥模型来协助解决在效果图上控制比例与形体转折等问题。1:10 模型仅供美工人员考虑某个方案时作为比较整体形状构思参考。因为，它的尺寸不大，易于雕塑与更改，费力、费时均不多。但是，一个物体的真实尺寸缩小到十分之一时，往往已不能给人以原有的尺度感觉，而且很多细小的局部在 1:10 模型上也不能雕塑出来。此外，1:10 模型如果直接放大到 1:1，则会严重地走样。因此，认为 1:10 模型宜作为选型，而不宜作为定型和制造的依据，仅供美术工作者来辅助设计构思和研究比较。1:10 模型的制作应注重大的效果，而不必在细节上过分地下功夫，因为它的主要作用还是参考。

(4)1:5 模型

1:5 模型是以效果图及 1:10 模型为基础雕塑成型的。它可以作为选定整个形体方案的依据，因此，整体比例、大曲线、曲面、各部体形联系等应当准确地在 1:5 模型上确定下来。但是，1:5 模型不能代替 1:1 模型，其理由是：

①1:5 模型虽比 1:10 模型大 1 倍，可以雕塑得比较准确，但从形体真实感觉来讲，往往在 1:5 模型上的线、面放大成 1:1 时则不同于 1:5 时的感觉效果，这一点与 1:10 模型相同。因此车身很多形体的原尺寸效果目前还没有办法用缩小比例模型取得。

②车身造型的细部如灯、附件等以及曲面连接的地方，在 1:5 模型上也难于细致而准确地雕塑出来，即使细致部分在 1:5 模型上可以雕塑出来，但经过放大也难以避免放大后样板所造成的误差。

但是，1:5 模型的雕塑过程是整个艺术造型工作的一个重要步骤，其理由是：

①1:5 模型的真实效果感觉虽不能代替 1:1 模型，但它比 1:10 模型大 1 倍，对大形体、曲线、曲面的关系可以比较真实地反映出来，而且大曲线往往不容易在 1:1 模型上直接雕塑得十分完整、平滑与连续，在 1:5 模型则有具有较好的条件，成为向 1:1 模型提供样板的依据，并且对 1:1 模型做后修正曲线更为有利。

②1:5 模型的雕塑工作量比 1:1 模型小得多，这样，在造型过程中有些反复试验和更改都不致花费过多的力量和时间，否则，这些造型上的试验反复在 1:1 模型上进行将造成很大的困难和浪费。

在英、美等国，因为采用英制尺寸单位，油泥模型缩小为原车的 3/8，而不是 1/5。

在国外，还常常将 3:8 模型制成真实材料模型，以供定型前检验汽车的真实质感效果。许多远景构思的车型亦制成这一类模型。在造型设计中，1:5 模型是十分重要的，它的塑制对后续工作有很大影响。

(5)1:1 黑板图

为修整从 1:5 模型放大的曲线，订正各个连接关系尺寸及雕塑 1:1 模型所用的参考样板，常在 1:1 模型雕塑之前先绘制 1:1 黑板图，修饰曲线与验证整车控制尺寸。

(6)1:1 局部效果图

在 1:5 模型经选择定型之后，在 1:1 模型开始雕塑之前，为验证与补足 1:5 模型上难于充分表现的局部造型效果，为 1:1 模型提供较为可靠的依据，可以绘制 1:1 局部效果图。1:1 局部效果图的轮廓应以 1:1 黑板图为依据，准确地描绘出来，有时 1:1 局部效果图需要用透视效果。

1:1 局部效果图多半是绘制车灯、标志等装饰件或在 1:5 模型上难于表现的细部。

(7)1:1 模型

1:1 模型是汽车造型艺术设计的最后定型程序，是车身结构设计、绘主图板与主模型直接取样的根据。1:1 模型有内部与外部两个模型。

1:1 内部模型的作用是验证车身的总布置尺寸，确定内部装饰和选择材料的综合效果。内部模型应当用真实物体和材料(真实的座椅、仪表盘、方向盘等)，愈逼真愈好。内部模型的外骨架则可用木料搭成。

1:1 外部模型是在木骨架上敷油泥雕塑而成，它的艺术作用是验证整体造型效果。1:1 模型不适于作为整体造型的试验阶段，因为它的雕塑要花费较大的工作量，而造型构思与试验应当在 1:5 模型的阶段就基本成熟，1:1 模型用来验证这些构思与试验的效果。在一些必要的地方——特别是细部，也有待于在 1:1 模型上作出一定的试验和修改。1:1 模型的表面要求光整、曲线连续，它是车身造型最后审定的模型。

某些装饰件和附件，亦常常需要雕塑 1:1 模型——如仪表盘、灯具、手柄等；或甩石膏板制成 1:1 的浮雕——如标志、美术字体等。

二、现代造型程序

当前国外的产品设计通常分为概念设计和工程设计两阶段来进行，表面上看，大致相当于国内的技术任务书制订和技术设计两阶段，但在内容和做法上却存在较大差别。

(1)概念设计

概念设计包括技术任务书的全部内容和一个批准的三维模型。概念设计是多部门(包括

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

设计、研究、工艺等部门以及销售部门的市场预测)同时来进行的,此种做法也被称为“同时工程”。汽车的外形设计和内饰选定等主要来自用户的要求,在三维模型制作中,必须同时进行对同类车型的改进和模型风洞试验,以获得较符合实际的数据,并以此作为工程设计的雏形。

一般情况下,在技术设计阶段不能随意更改技术任务中规定的数据,而概念设计则因其只不过是工程设计的雏形,故在随后的设计中,可以允许随工作需要和认识上的深化进行相应的修正。

(2)工程设计

国外工程设计和国内的技术设计两者所需时间基本上差不多,但从生产准备到大量投产则国内花的时间要比国外长得多。

在新车设计中,车身设计历来都是重点,而且所需周期最长。国外车身设计是以三维模型为基础,在整车总布置配合下,首先进行 1:1 内部模型和外部模型的设计和实物制作,这与国内的传统做法是相类似的,稍有不同之处在于国内是从小比例的三维模型开始,但做得比较粗糙,而在审查内、外模型时,则只把它当作中间环节,这就难以避免走过场和讲形式,而最后的审查对象则是按模型绘制的图纸和试制出的样车,这时木已成舟,如果出了问题,就不得不重新大返工,连锁反应很大,极为被动,这种例子在过去的工厂实践中屡见不鲜。国外则是把这些模型作为最后审定外形内饰的对象,发现有问题时得以及时修改,避免了欲速而不达的弊病。

其次则是车身试验工作(包括强度试验、风洞试验、振动噪声试验和撞车试验等),国外都尽可能在制作内、外模型的同时,利用各种模型以及利用现生产车改制或局部结构构件等进行模拟试验。当车身内、外模型被批准时,这些试验工作也基本上趋于完成,因而由此绘制的车身图样,基本上就是定型图样,据此试制成的样车,只需经过一定的验证试验。对其进行适当的局部修改,就可以用来作为指导生产的图样。而国内在根据图样试制的样车上来进行试验。要想改动是十分困难的,这样势必拖延定型时间。

以上对汽车造型及工作方法作了简要的介绍。其各过程的制作是一个相当复杂的过程,这些过程将在以后相关章节中作详细的讨论。

汽车造型工作,直接影响到产品的型式和产品的性能,它对产品的竞争力起着非常重要的作用。

第三章 汽车造型的美学

第一节 汽车造型的形式美法则

形式美是以事物的外形因素及其组合关系使人产生美感，它是人们在长期生活和劳动中所形成的一种审美意识。

形式美法则是人们在创造美的活动中，以人的心理、生理需要为基础，经过长期探索而归纳总结出来的，且为人们所公认的基本规律。在造型设计中，应该遵守和灵活地运用这些规律，根据汽车的不同用途和性能进行创造性的外形设计。

应注意下面两个方面。

①形式美法则只是相对稳定的，它也将随着时代的发展而变化，也会因人及客观条件的不同而不同。只有深入领会并加以灵活运用，才能创造出更新更美的汽车产品。在汽车工业的近 120 年发展中，汽车外形的演变也足以证明这一点。

②汽车产品的造型美必须是内容和形式的完美结合，既要突出形式美的特色，也要满足技术美的要求。或者说汽车造型是时代的物质与精神的综合产物，同时又必然促进物质与精神的新发展。

下面从十个方面讨论形式美法则。

一、比例与尺度

汽车造型中的比例是指汽车各部分的大小、分量、长短、高低、宽窄与整体的比例关系。而尺度来源于自然，更多的是指与人相关的尺寸和这种尺寸与人相比所得到的印象。汽车造型的尺度是指汽车与人的协调关系，因为汽车是供人乘坐和使用的工具，它的尺寸大小要适合人的需要，因此尺度也往往是通过各部分的比例关系体现出来的。单纯考虑造型比例而忽略造型尺度就会造成尺度失真，甚至影响使用。

造型设计中造型物各部分大小、分量、长短、高低与整体的比较关系，一般不涉及到具体数值（个别情况也有涉及具体数值的）。为了使造型物的整体与局部和谐，一般宜先确定一个“模量”（比例因子）作为构成的基本单位，如古希腊的建筑就是以柱子直径为基本“模量”来计算其他部分的比例的，我国建筑中以 300mm 为建筑模数等。

(1)黄金比与黄金矩形

在古代装饰理论中，划分已知线段成两段的最佳方法是所谓“黄金分割”方法，因为“最佳”而得“黄金”之名。

黄金比是将一长度为 L 的线段分成两段，使其分割后的长段与原来线段之比等于分割后短段与长段之比，如图 2－3－1。即

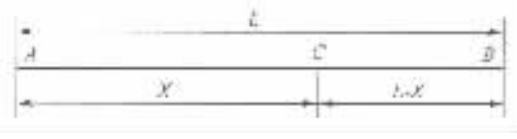


图 2－3－1 黄金分割

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

$$\frac{X}{L}=\frac{L-X}{X}$$

所以，$X=0.618L$。

黄金矩形短边与长边之比为 0.618 的矩形。

实际应用中采用几何作图方法求取黄金分割点。如图 2－3－2，令被分割线段 $AB=L=2a$，以 a 为边作两个毗邻的辅助正方形 $ABCD$，作对角线 AD，解得 $AD=\sqrt{5}a$，以 D 为圆心，a 为半径画弦交对角线于 G 点，则 AG 即为分割之长段。再以 A 圆心，AG 为半径画弧交 AB 于 E 点，则 $\frac{AE}{AB}=\frac{AE}{AB}$，$E$ 点即为所求线段 AB 的黄金分割点。

利用上述作图法，可作出任意一条直线段的黄金分割比例系列，其方法是将分割后的长段再继续按黄金分割比例分割，所得的线段具有相同的比例因子。

黄金分割和黄金矩形在我们日常生活中是广泛应用的，我们熟识的书、报、纸张的比例，因为对开裁切后，形状不变，即长边与短边之比为 0.618。图 2－3－3 所示为轴距与总长之比约为 0.618∶1 的车型。

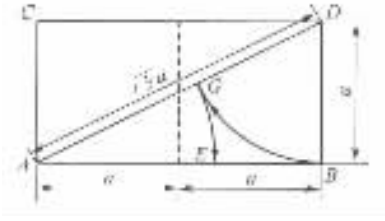


图 2－3－2　黄金分割点的求法

图 2－3－3　轴距与总长成黄金比的车型

(2)均方根比及均方根矩形

边长比例关系为 $1:\sqrt{2}$，$1:\sqrt{3}$，$1:\sqrt{4}$，…的矩形分别称为$\sqrt{2}$矩形，$\sqrt{3}$矩形，$\sqrt{4}$矩形，…即为均方根矩形。

在均方根矩形中，$\sqrt{2}$，$\sqrt{3}$，$\sqrt{5}$三个特征矩形被广泛采用，因为它们的比例关系更符合人们的视觉习惯。图 2－3－4(a)所示即为在正方形的基础上所作的外接均方根矩形。图 2－3－4(b)所示为在正方形的基础上作内接均方根矩形。图 2－3－5 为汽车宽高比为 $1:\sqrt{2}$的车型。

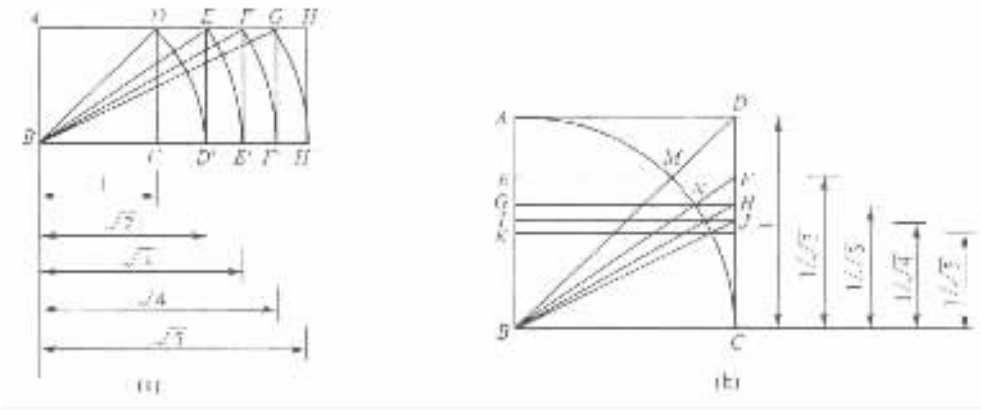


图 2－3－4　均方根矩形的作法

(3)整数比例及整数比矩形

整数比例是以正方形为基本单元而组成的不同的矩形比例,按正方形的毗连组合就自然形成了一种外形比例为 1:2,1:3,…,1:n 的长方形。

这种比例具有明快、均整的美,工艺性较好。

整数比例是均方根比例中的特例,如 $1:2=1:\sqrt{4}$;$1:3=1:\sqrt{9}$等。

工业产品造型中大于 1:3 比例的一般少见。而在大型生产线或建筑设计中用得较多。在汽车造型方面,高与长之比有 1:3,如图 2-3-6。

图 2-3-5 高宽比约为 $1:\sqrt{2}$的车型

图 2-3-6 汽车高与长之比约为 1:3 的车型

二、对称与均衡

对称是一种形象的精确重复,也就是说物体的两个局部(或几个局部)的比例和形状都分别相等。对称是一种普遍存在的"形式美",如汽车的前视图、人体及器皿等多是以对称而定形的。

对称给人以庄严、稳重的感觉。

均衡,就是物体各部分在空间分布恰当,给人以平衡的感觉,它是对称的发展。一般以三种形态存在:等形不等量,如图 2-3-7;等量不等形,如图 2-3-8;不等形不等量,如图 2-3-9。

图 2-3-7 等形不等量

均衡造型法给人以内在的、有秩序的动态美,比对称更具有趣味性,具有动中有静、静中有动、生动感人的艺术效果。汽车的侧视图属于均衡状态,给人以动感,符合人们对动态美的追求。

获得均衡的方法是:以垂直支承面且过中点的直线为假想对称轴线,左边的体量矩之和等于右边的体量矩之和,达到综合平衡,使之符合人们日常生活中形成的平衡、安定的感觉。

这里所说的"体"指体积,或有形态之意。"量"指质量,质量的感觉往往是由材质和色彩的感觉转化而来。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

图 2－3－8　等量不等形

图 2－3－9　不等形不等量

在实际应用中，往往“对称”和“均衡”共同使用，有的正面要求对称，侧面求取均衡，比如汽车就是属于这种形式。

三、稳定与轻巧

造型物上下之间的轻重关系，反映出造型物的稳定性。稳定的基本条件是，物体的重心必须在物体的支撑面以内。其重心愈低，愈靠近支撑面的中心部位，则其稳定性愈强。稳定给人以安全、轻松的感觉；不稳定则给人以危险和紧张的感觉。在造型设计中稳定表现有“实际稳定”和“视觉稳定”两个方面。

实际稳定：是按产品实际质量的重心符合稳定条件所达到的稳定。

视觉稳定：是以造型物形体的外部体量关系来衡量它是否满足视觉上的稳定感。

增加物体稳定感的方法有：降低重心，底面落地，增大支撑面积，多用直线和梯形，下部饰深暗色等。

轻巧也是指造型物上下之间的大小轻重关系，即在满足“实际稳定”的前提下，用艺术创造的方法，使造型物给人以轻盈、灵巧的美感。增加轻巧的措施：适当提高重心，缩小底部面积，做形体内收或架空处理，适当地多用曲线、曲面等。色彩设计中可采用提高色彩的明度、利用材质给人以心理联想等。如图 2－3－10 中(a)，(b)，(c)可增强稳定感；(d)，(e)，(f)，(g)则可获得轻巧感。图 2－3－11 所示为稳定与轻巧的汽车造型。

四、妙节奏与韵律

节奏，是客观物质运动的属性之一，是一种有规律的、周期性变化的运动形式。在视觉造型中，主要通过线条的流动、色彩的深浅间断、形体的高低、光影的明暗等因素作有规律的反复、重叠，引起欣赏者的生理情感活动，从而感受到一种节奏美。如大客车门窗的反复。

韵律是指周期性的规律作有组织的变化或有规律的重复。在汽车形体构成中，韵律的形式有：循环韵律，如汽车的商标，如图 2－3－12(a)；车轮辐板，如图 2－3－12(b)；渐变韵律，如

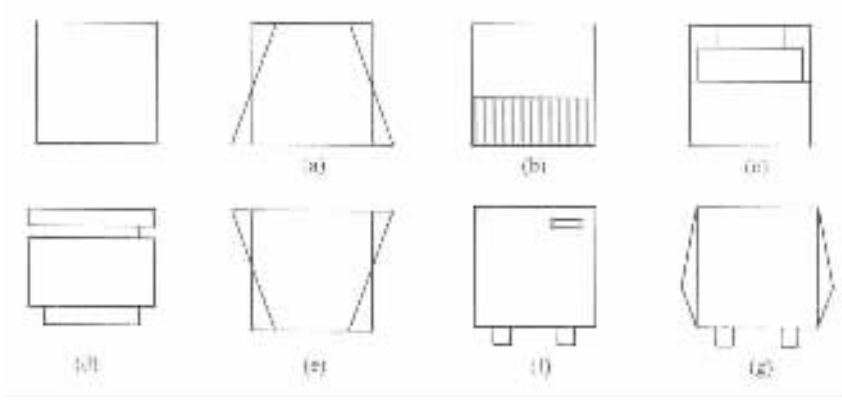


图 2－3－10 稳重与轻巧的对比

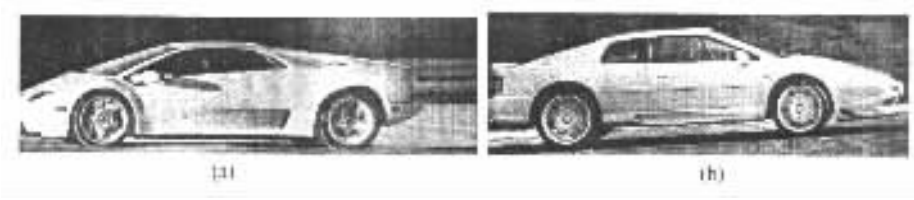


图 2－3－11 汽车的稳定与轻巧

图 2－3－12 韵律的形式

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

散热器装饰造型，如图 2－3－12(c) 连续规律，如大客车的车窗排列，如图 2－3－12(d) 交错韵律，如图 2－3－12(e)。

五、统一与变化

统一指同一个要素在同一事物中多次出现，或在同一个物体中不同的要素趋向或安置在某一个要素之中。统一的作用是使形体有条理、有宁静和安定感及整体感。

如汽车的车轮型式、翼子板的切口等，一般都采用同一种型式，看起来整齐、有条理。变化是指同一事物或环境中，要素与要素之间存在的差异性，或在同一物体或环境中，相同要素以一种变化的方法使之产生视觉上的差异感。变化的作用是使形体有动感，克服呆滞、沉闷感，使形体具有生动活泼的吸引力。

图 2－3－13 中(a)与(b)，(c)与(d)表现了前后车灯的统一与变化。

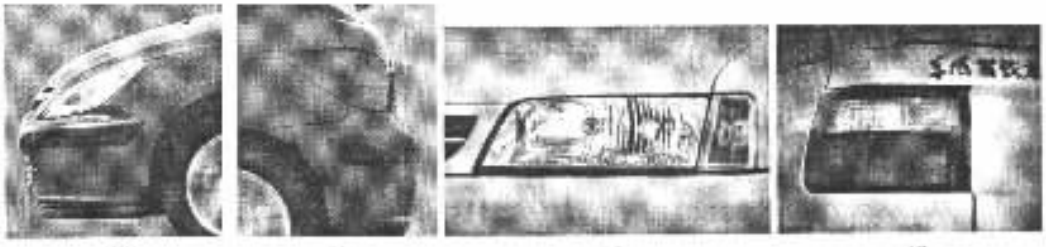


图 2－3－13　汽车上的统一与变化

汽车造型上的统一，给人以畅快之感，但只有统一而无变化，则无趣味，且美感也不能持久，其原因是对人们的精神和心理无刺激之故。变化是刺激的源泉，但应以符合规律为限制。

在造型设计中，要统一中求变化，变化中求统一。

六、调和与对比

(1)调和

调和是两个或两个以上的构成要素存在有较大的差异时，通过另外构成要素的过渡衔接，给人以协调柔和的感觉。调和强调共性、一般性，还是为统一服务的。

调和的表现形式有：

①线形调和。即要求产品的轮廓线、结构线和装饰线等线形应尽量协调。如以直线为主的轿车在其转折、过渡处一般都要以曲线过渡，且过渡要自然。图 2－3－14(a)所示为线形的过渡。

②面的调和。是通过形来表现的，也是要求协调、平滑、自然过渡，使之有较强的整体感。具体分为 形的相似调和，图 2－3－14(b)为车门窗与车门框之间的调和 形的重复调和，如图 2－3－14(c) 形的等距调和，如图 2－3－14(d) 形的渐变调和，如图 2－3－14(e)。

③色彩调和。一般多采用大面积低纯度的主体色统一全局，再以小面积高纯度的装饰色彩点缀，形成以调和为主又有少量对比的和谐、秩序、条理、统一的艺术效果。有关色彩的问题在第 6 章详细论述。

(2)对比

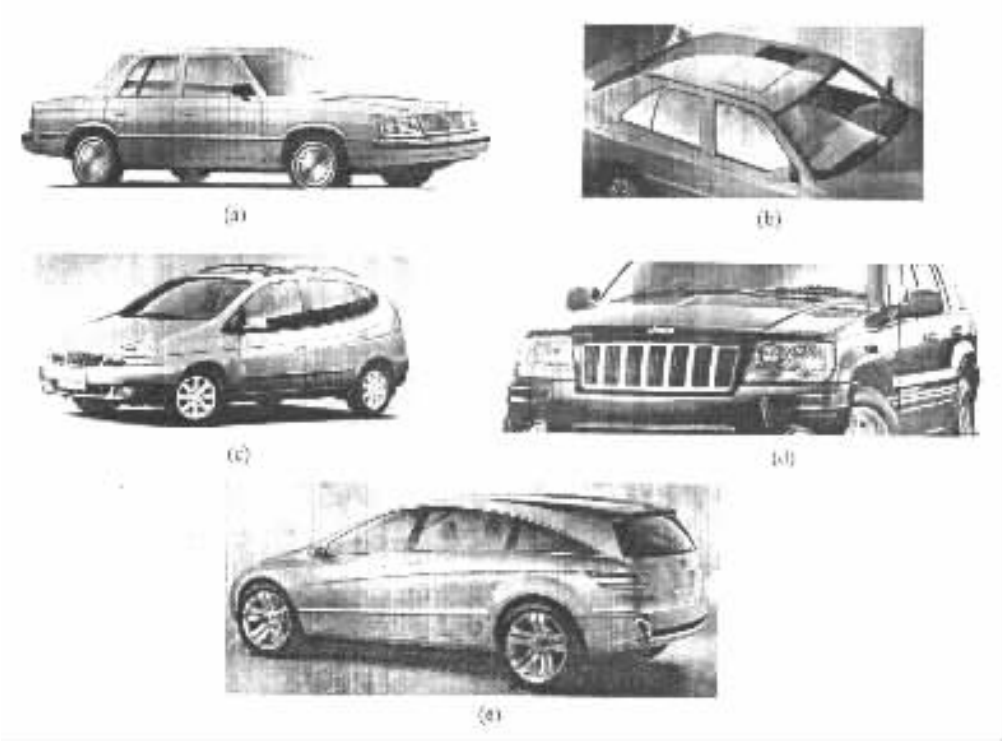


图 2－3－14 几种调和举例

对比是突出同一性质的构成要素间的差异性，使构成的要素间有明显的不同点，通过要素间的相互作用、烘托、突出，给人以生动活泼的感觉。

对比的表现形式有：

①线的对比。表现为曲与直、直与斜、粗与细、长与短、横与竖等。在汽车造型中，以一种线形为主，将其他不同的线组织于其中，起对比和衬托作用，打破单调、呆板之感。

图 2－3－15 线的对比

图 2－3－15 所示为别克汽车，其发动机散热器装饰罩以竖直线为主，又以圆形标志打破竖直线的呆板，同时标志中又以竖线及斜线进一步打破曲线和竖线，增加变化，形成对比。

②面的对比。主要是大与小、方与圆的对比，是汽车造型设计中常用的手段之一，图 2－3－16 所示为汽车车灯的方圆对比。

图 2－3－16 面的对比

③材质对比。主要表现在天然与人造、有纹理与无纹理、有光泽与无光泽、细腻与粗犷、硬与软等对比，往往给人以自然、和谐、深刻和强烈的印象，如汽车车前散热器电镀亮条与汽车车身的对比、汽车侧窗的装饰亮条与金属车身及玻璃等的对比，均构成了材质的对比、汽车内饰及仪表的皮革与内饰材质的对比。

④虚实对比。主要表现为凸与凹、实与虚、密与疏、粗与细等方面的对比。其实这里讲的虚与实也是相对的。如汽车上半部

分由于玻璃给人以空的感觉，下半部为金属散热器、保险杠、车门下部等，给人以实的感觉。再比如从汽车前面看上面风窗玻璃为虚，下面发动机前脸为实。而前脸中，车灯、发动机冷却罩为虚，保险杠等其余部分又为实。

七、过渡与呼应

过渡是指造型物的两个不同形状或色彩之间采用一种既联系二者，又逐渐演变的形式，使之相互协调，而达到造型统一的效果。汽车造型设计中，一般应用圆角或棱线过渡，以增加整体感和灵活多变的效果。

呼应是指造型物体的某一个方位（上下、前后、左右）形体的相互联系和位置的相互照应，使之在视觉上产生相互关联的统一感。

图 2－3－17 所示为轿车的侧窗与后窗的呼应关系。

图 2－3－17　汽车外形的前后呼应

八、比拟与联想

比拟是比喻和模拟，是事物意象相互之间的折射、寄寓、暗示和模仿。联想是由一种事物到另一种事物的思维推移与呼应。比拟是模式，而联想则是它的展开。

汽车产品形态的构成，除满足其使用功能要求外，还要求给人们以一定事物美好形象的联想，使外形满足功能与美感两个方面的要求。图 2－3－18 所示为汽车设计者从鱼的形态中获取灵感而设计的。

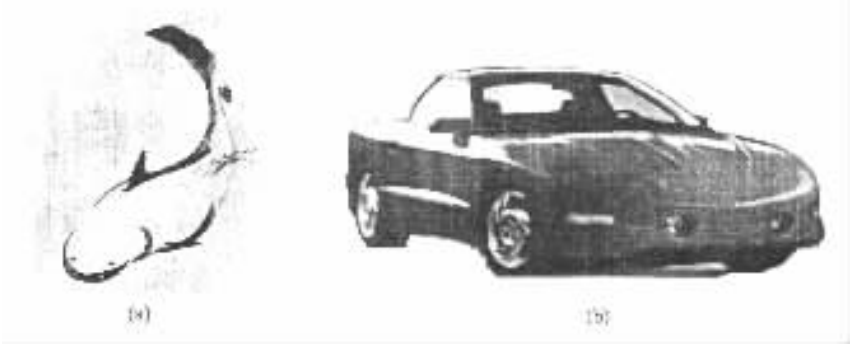


图 2－3－18　汽车的比拟与联想

汽车外形设计中，设计者通过对自然形态的提炼、概括、抽象、升华，运用比拟与联想的创造思想和手法，使汽车与某些动物、昆虫、禽类等的形态具有“神”似，置形态于“似”与“不似”之

间,“太似则媚俗”,何况汽车产品还有其功能及材质上的要求。

九、单纯与和谐

爱因斯坦曾说过“自然界中存在着基本的和谐性和简单性”。这种观念对现代的各门艺术表现形式影响极大,同样,对汽车外形设计也已产生了很大的影响。目前的汽车外形简洁、明快,和人们的快节奏生活有着十分密切的联系,同时与当代的生产方式及汽车本身性能的高要求也是分不开的。

十、静感与动感

在线的形态中,垂直线和水平线会产生静的感觉,斜线和曲线会产生动的感觉。斜直线还会产生力的感觉。

小轿车、大客车、货车等要求表现动感、安全感和力感,或轻巧感和稳重感。所以它们多以斜线为主。

动与静在形式法则上是矛盾的统一。要动中求静,静中有动,如汽车室内的布置。应使人在快速行进中有静的感觉,使人乘坐时有安稳、舒适的感觉。

第二节 视错觉的利用与矫正

视错觉是指感觉与客观存在的不一致现象,简称错视。人们在观察事物时,由于受到形、光、色的干扰及介子或材质的不同,加上人的生理、心理原因而误认物像会产生与实际不符合的判断性的视觉误差。如筷子放到水碗里,由于介质的不同和光线的折射,看起来筷子是弯的,这是与实际情况不符的错觉现象。

在汽车造型设计中,要研究错视规律,以达到合理地利用错视和矫正错视,达到预期的造型效果。

一、错视现象

(1)线视错觉

等长的线段在两端附加物的作用下,可产生与实际长度不符的长度错觉,如图 2-3-19。当附加物向外时,感觉偏长;向内时,感觉偏短。这是因为眼睛被附加物强制向其延长方向扫描运动的结果。

(2)光渗错觉

白色或浅色的形体在黑色和暗色背景的衬托下,具有较强的反射光亮,呈扩张性的渗出,这种现象叫光渗。由于光渗作用和视觉的生理特点而产生的错觉叫光渗错觉。如图 2-3-20。汽车上的仪表盘常用黑底白字,并用帽檐遮光,便于提高黑白之差,提高了观察的清晰度。

(3)分割错觉

分割是指图形受分割线分割后而产生的与实际大小不等的视错现象。这是因为分割线有引导视线在分割方向上快速移动的作用。如图 2-3-21(a)所示为两个形状相同,大小相等的长方形,由于中间水平线和竖线所产生的引导作用,被横线分割显得略宽,被竖线分割的显得略高。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

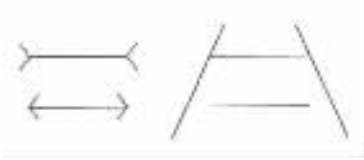


图 2－3－19　线的视错觉

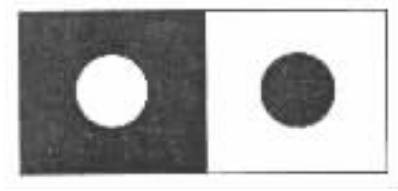


图 2－3－20　光渗错觉

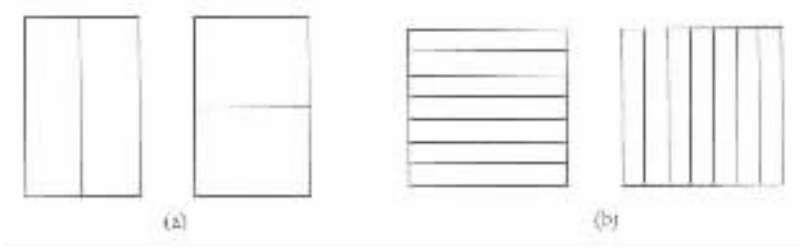


图 2－3－21　分割错视觉

但是这种分割超过四条以上时，则诱导视线向分割相反方向延伸，渐渐地产生加宽和加高的错觉。如图 2－3－21(b)，两个正方形看起来好像画横线显得高些，画竖线显得宽些。

(4)对比错觉

对比错觉是指同样大小的物体或图形，在不同环境中，因对比关系不同而产生的错觉。图 2－3－22(a)，(b)中同样大小的圆圈对比关系不同，左边显得大，右边显得小。图 2－3－22(c)中五条垂直线段是等长的，但由于各线段所对的角度不同，则感觉自左至右渐渐变长。图 2－3－22(d)为两个相等的半圆弧，因刻度方向不同，则感觉左侧图小，右侧图大。

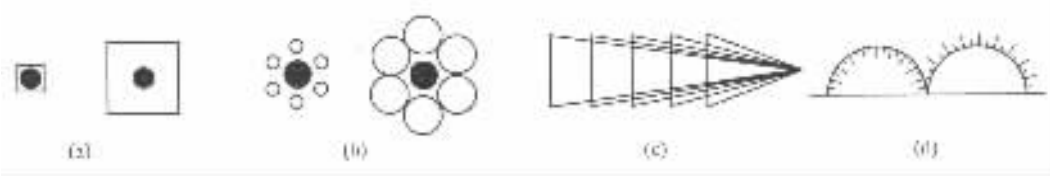


图 2－3－22　对比错觉

(5)变形错觉

变形错觉是指线段或图形受到其他因素干扰而产生的视错觉现象，如图 2－3－23。

图 2－3－23(a)所示是一条斜线 ab，被二平行线割断，看起来 a，b 好像有错开的感觉，c 好像是 a 的延长线。

图 2－3－23(b)所示是一组 45°倾角的平行线，因受其他线段干扰看起来好像是不平行的。

图 2－3－23(c)，(d)所示两条平行线因受射线的干扰，平行线发生弯曲，弯曲方向倾向于射线发射方向。

图 2－3－23(e)所示的正方形受一组成钝角的线的干扰，平行线变得不平行了。

图 2－3－23(f)所示的正方形受折线干扰发生变形，看起来像梯形。

(6)透视错觉

透视错觉是指人观察物体时，在透视规律作用下，由于人们所处观察点位置的高低、远近

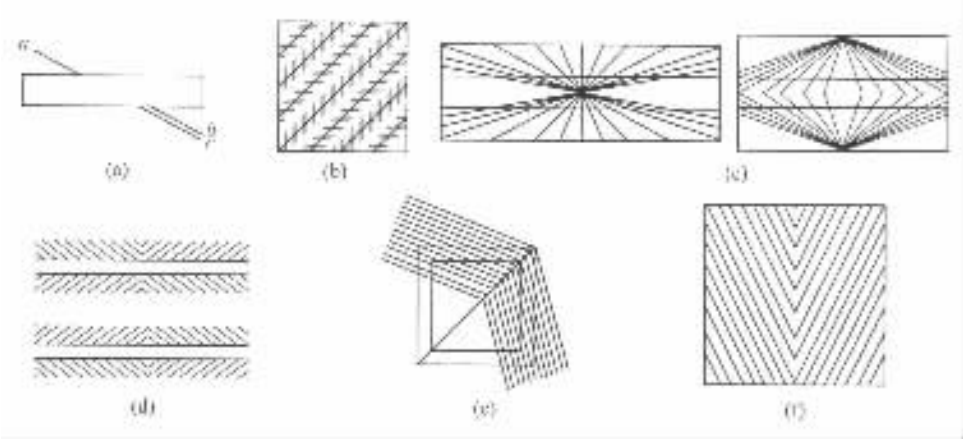


图 2－3－23 变形错觉的几种形式

的不同而产生的错视现象。图 2－3－24(a)所示改变观察点观察五等分物体，由于透视变形关系，则有下大上小之感；图 2－3－24(b)所示两人等高，但距透视点近的人显得高，距透视点远的人显得矮。

(7)翻转错觉

由于眼睛注视位置不同，可得出虚实的翻转变化。图 2－3－25(a)所示为一翻转图形，若看 A 面，则是一个正阶梯；若看 B 面，则是一个倒挂阶梯。图 2－3－25(b)中，观察 A 面，则右边为一实体棱柱；观察 B 面，则左边为一实体棱柱。

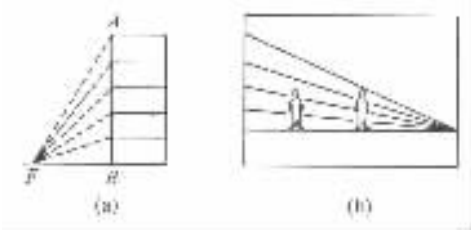


图 2－3－24 透视错觉

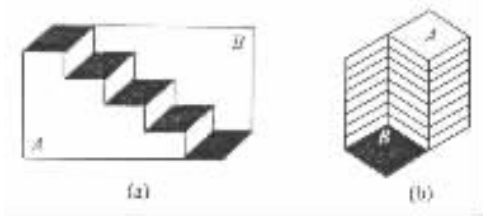


图 2－3－25 翻转错觉

二、视错觉的矫正与利用

利用视错觉就是将错就错，借错视规律来加强汽车的造型效果。比如别克轿车在散热器罩两端加上水平方向线的车灯，如图 2－3－15。起到加长轿车前部宽度的作用，使视觉上有增强横向稳定之感。

汽车上的仪表常按光渗错觉用黑底白字，以提高观察的清晰度，并以帽檐遮光，以免外界光照的影响，图 2－3－26 所示为某汽车仪表盘。

图 2－3－26 光渗现象的利用

轿车外形设计常将门柱(B 柱)设计成与车窗玻璃同样的颜色，看起来似乎没有门柱，以避

本作品为手机版 www.hzzfxw.com 免费下载

免其产生垂直分割，同时用水平分割使汽车显得长而稳定，增加汽车的稳定感和动感，如图 2－3－27(a)。汽车侧窗中间有一立柱，增加垂直方向分割，看起来汽车高度有所增加，使人感觉有不稳定之感，同时动感也不强。

越野车或皮卡车发动机散热器罩的前部横向分割看起来增加了竖向加高的感觉。如图 2－3－27(b)。

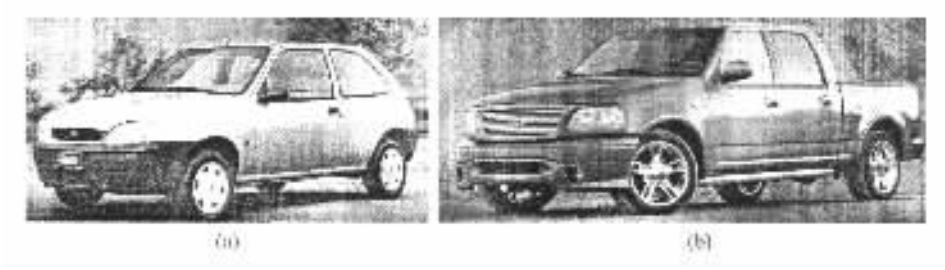


图 2－3－27　轿车的分割错觉利用

图 2－3－28 所示红旗车的竖线分割，有横向加宽的感觉，增加了横向视觉稳定性。

图 2－3－29 所示，在尺寸相同时车窗框设计窄的显得大而明亮，宽的则显得憋闷，就是利用对比错觉的原理。

图 2－3－28　超过 4 条线的分割

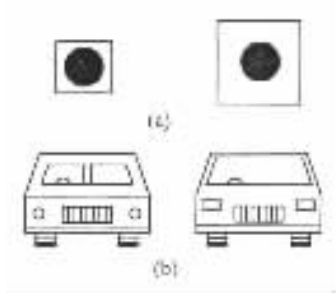


图 2－3－29　对比视错觉的利用

图 2－3－30(a)所示汽车腰线和车身侧壁亮条都处理成直线，因受前后窗及风窗框延长线的干扰，看上去腰线和亮条下凹，整个车身欠丰满。图 2－3－30(b)所示把汽车的腰线和侧壁亮线做向上微微隆起的处理，造型则显得丰满、有力。

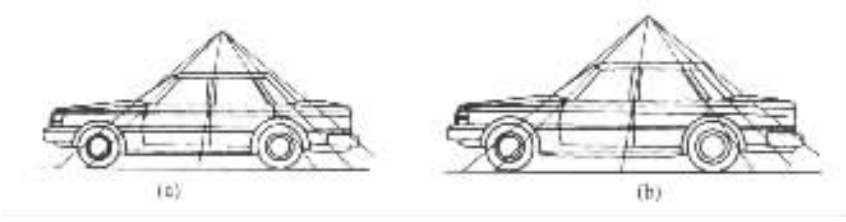


图 2－3－30　变形错觉的利用

在汽车造型设计中，巧妙和有效地利用和矫正错视现象，能使之符合人们的视觉习惯，以便设计出深受欢迎的汽车外形。

第三节 汽车造型的技术美要求

一般认为美有三种基本形态:自然美、社会美和艺术美。技术美应属于艺术美范畴,但也可以认为技术美是美学研究的另一个重要分支,它是由现代工业和现代科学技术在美学领域中新树立的一帜。技术美同其他美学研究存在着共性的问题,同时,也受到产品物质功能和经济技术条件的制约,而产生其自身特有的问题。归纳起来,技术美有以下几个方面要求。

(1)功能美

汽车产品的物质功能是它的灵魂,如果失去它的物质功能,也就失去了它的存在意义。因此,汽车的功能美,是吸引人们的主要因素之一。

汽车产品,由于用途不同,型式各异,性能要求也不一样。比如轿车以动力性、操纵稳定性、平顺性等为主要性能指标;而大客车则以安全性、舒适性更为重要;货车则以经济性、可靠性居先;越野车则更注重通过性等。

同一类汽车,也分高中低档,档次不同对性能要求也不尽相同,如高级轿车更注重动力性、操纵稳定性及舒适性;而低档轿车,则更注重经济性、可靠性等。

在各类汽车中,首先在能满足其功能要求的基础上,再赋以美的外形才是完美的。当然外形的设计,汽车的总布置及总体参数,部件的型式、体积、重量等都是影响外形的因素。

(2)结构美

汽车不同于其他工业品,汽车的外部结构应有利于汽车自身的发展、性能的提高,外形要在满足使用要求的前提下,使各部分结构按空气动力学原理,满足高速行驶的要求。而内部以满足人的操纵方便性及乘坐的舒适性为主。不同用途的汽车,其各部分结构不同,不同的结构型式会产生不同的造型效果。

(3)工艺美

汽车产品的外形美是通过加工工艺来实现的,它包括制造工艺和装饰工艺。制造工艺是造型得以实现的手段,主要是表面覆盖件的冲压、焊接、喷漆等。装饰工艺则是完美造型的条件。诸如散热器罩、装饰条、商标等。两者相辅相成才更能体现出工艺美。汽车的外形设计是与其工艺性密切相关的。机械化大批量生产方式使汽车造型具有简练的形体,并通过喷漆等表面处理手段,形成了平顺、光洁、华丽的表面。

(4)材质美

材质美的具体表现形式是质感美。质感美是通过工艺来实现的,它是工艺美的深化。质感按人的感知特性可分为触觉质感(生理的)和视觉质感(心理的)两类。

触觉质感是通过人体接触而产生的一种愉快感,如汽车的座椅、内饰件的皮革、操纵件的表面装饰及仪表盘、织品等,使人接触感觉到舒适、平和、自然、质朴的美的感觉。

视觉质感是基于视觉体验的积累,对于已熟悉的物面组织,凭视觉就可以判断出它的质感而无需直接接触,比如汽车外表面是最易凭视觉和触觉来体验和判断的。

在汽车造型设计中,利用视觉质感的这一特性,可以通过装饰的手段,达到材质美的目的。还要注意室内和外部以及其运动的特点等,视觉质感是变化的。

(5)舒适美

汽车在使用中,应充分地体现人与机械的协调一致性,使人感到操纵方便舒适,乘坐安全可靠。要考虑人的生理、心理等因素,同时符合人机工程学的要求。

版权所有 www.zlzx.com 免费下载

舒适美与结构美、工艺美及材质美是密切相关的，是靠结构、工艺及材质的共同美来达到的。

(6)规范美

汽车是大量生产的产品，为了满足国民经济各部门的需要，又要求其品种型号多种多样。在设计上则应尽量实现‘三化’(标准化、通用化、系列化)，以简化生产为原则。

标准化、通用化、系列化是一项重要的技术经济政策，它有利于促进技术交流，提高产品质量，使汽车造型具有规范美。

在‘三化’思想的启迪下，国外设计轿车车身时，发展了所谓‘从标准化元件——非标准化整体’的设计原则。以轿车为例，与其他部件的生产不同，轿车车身标准元件制作的困难性在于外形的复杂和多样化。但万变不离其宗，轿车是载客的，它最终要求保证车内的乘坐空间，即保证乘员的最小活动框架。驾驶员和乘客所用的空间是汽车上最稳定的部分，可利用‘多边形法’来确定，然后根据轿车的总布置制定出边界，并确定此基础框架。

汽车造型设计随着标准化、通用化、系列化工作的进展，更能显示统一中的规范美和协调中的韵律美，同时不可避免地影响和改变着人们的审美观。

第四章 汽车造型表现技法

第一节 透 视

一、透视的基本知识

透视投影是一种符合视觉规律的作图法。

表达物体立体形状的作图方法有许多种，在工程图中最常用的是正投影和轴测投影。这两种投影图的投影线都是相互平行的，因此物体在投影面上的大小，并不因物体与投影面的距离远近而变更，透视投影则有近大远小之分。图 2－4－1 所示是用三种作图方法表达出同一所房屋，将它们互相比较之后可知：正投影并没有直观的立体感，轴测投影虽然有直观的立体感，但透视投影则具有更逼真的感觉，是由于后者完全符合人的视觉规律的缘故。

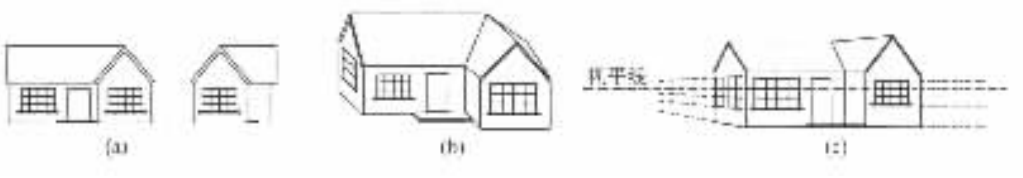


图 2－4－1 三种立体作图法的比较

透视投影是一种中心投影，亦即其投影线是相交于一点（视点）的。

透视，如果按其词义来解释，就是透过画面去看物体（或者透过物体去看画面）的意思。从人的眼睛至物体联结许多假想的投影直线，称为视线，如图 2－4－2。这些视线将与画面一一交于相应的点，画面上这些点的组合，就是物体的透视投影。即，空间点的透视，是视线在画面上的迹点（交点）。

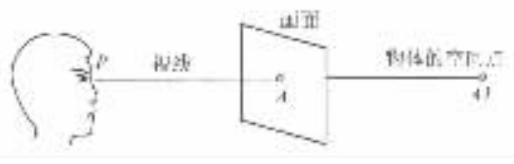


图 2－4－2 透视词义的解释

为了便于叙述，在此对一些名词和符号作以解释和规定，见图 2－4－3。

①物面（H）：就是放置物体的平面。

②画面（V）：就是透视投影面，与物面 H 垂直。

③视点（P）：就是人眼睛在作图时的位置。它在物面上的正投影称为站点（p）；它在

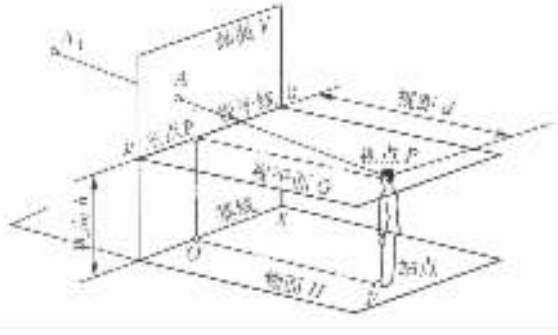


图 2－4－3 透视名词及符号

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

画面上的正投影称为主点或心点(p')；Pp 相当于人眼至物面的距离，称为视高(h)；Pp' 相当于人眼至画面的距离，称为视距(d)。

④视平面(G)：过视点的水平面，它与物面平行，与画面垂直。

⑤基线(OX)：画面与物画的交线。

⑥视平线(gg)：视平面与画面的交线，它到 OX 的距离等于视高危。主点 p' 就在视平线上。

符号规定：空间点：用 $A_1, B_1, C_1, \cdots$ 表示。

空间点的透视：用 $A, B, C, \cdots$ 表示。

空间点在物面上的正投影称为足点：用 $a_1, b_1, c_1, \cdots$ 表示。

二、直线的透视

(1)直线的灭点

设有一空间直线 A_1B_1，如图 2－4－4 所示。可知，过 P 点及直线 A_1B_1 上的点，可以引一组视线 $PA_1, PB_1, \cdots$，这组视线组成了一个平面，称为视线平面。显然，此视线平面与画面的交线即是直线 A_1B_1 的透视 AB。

因为两个平面的交线是直线，于是可以证明：直线的透视仍是直线。

从图 2－4－4 中可见，点 B_1 在点 A_1 之后，点 C_1 又在点 B_1 之后，故视线与该空间直线的夹角 β 小于夹角 α，夹角 γ 又小于夹角 β，该直线上的空间点愈远，这一夹角就愈小。

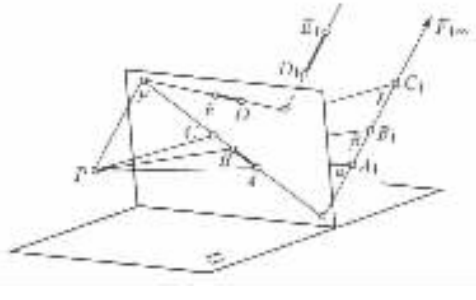


图 2－4－4　直线的灭点

若 A_1B_1 上有一点 $F_{1\infty}$ 在无穷远处，那么这个夹角将等于零，亦即过 P 向 $F_{1\infty}$ 所作的视线将与 A_1B_1 平行，此视线与画面相交于点 F。F 就是空间直线 A_1B_1 上无穷远点的透视，称为该直线的灭点。

欲求空间直线的灭点，只须过视点引该直线的平行线，此平行线与画面的交点就是该直线的灭点。

假如有另一平行于 A_1B_1 的直线 D_1E_1。要求出 D_1E_1 的灭点，亦可通过 P 点作线平行于 D_1E_1(显然也平行于 A_1B_1)，可知此平行线仍与画面交于 F 点。于是可以得出结论：相互平行的空间直线，它们在画面上的透视有共同的灭点。

但是，平行于画面的空间直线则例外，因为过 P 点平行于这些线的直线并不与画面相交，所以这些直线的透视没有灭点，或灭点在无穷远处。

(2)各种位置的直线

①在画面上的直线：其透视即为直线本身，长度不变。

②垂直于画面的直线：它们的灭点在主点(心点)p' 上。

③平行于画面的直线：灭点在无穷远处，其透视与空间直线平行，并按比例缩小或放大，如图 2－4－5。

即　$AK : BK = A_1K_1 : B_1K_1$。

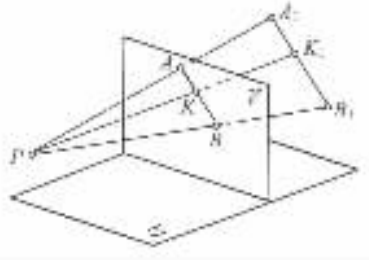


图 2－4－5　平行于画面的空间直线的透视

④通过视点的直线：其透视是一个点，其足的透视是一段垂直线段，如图 2－4－6。

⑤在物面上的直线：灭点就在视平线上，有下列几种情况：

· 与 OX 垂直的（交角 $\varphi = 90°$）：灭于主点。

· 与 OX 成 45°的（$\varphi = 45°$）：灭于距离点，亦即 $Fp' = Pp' = d$。

· 与 OX 成其他角度的：灭于余点，并且

$$\overline{F}p' = \frac{d}{\tan\varphi}$$

式中：d 为视距；φ 为该空间直线与 OX 的交角。

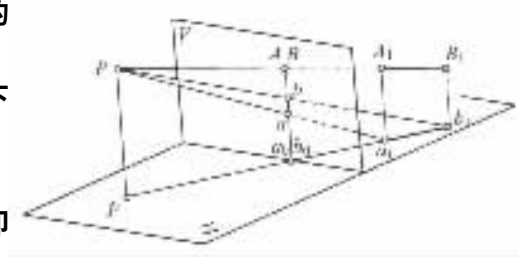


图 2－4－6 通过视点的空间直线的透视

建议熟记上述各种特殊位置的空间直线的性质，以便在透视作图时运用自如。在画汽车素描和汽车速写中，应能熟练地应用这些空间直线的性质，完成设计效果图的表达。

第二节 汽车表现技法概述

一、表现技法的特征

汽车造型设计表现技法是汽车设计的语言，也是设计师传达设计创意必备的技能，是设计全过程中的一个重要环节。

设计师应用的表现技法不是纯绘画艺术的创造，而是在一定的设计思维和方法的指导下，把符合生产加工技术条件和消费者需要的产品设计构想，通过技巧先加以视觉化的技术手段。因此，表现技法这种专业化的特殊语言具有区别于绘画或其他表现形式的特性。

人类的创造来源于思考与表现。汽车造型设计方案构思图的表现是从无形到有形，从想象到具体，是一个复杂的创造思维过程的体现。产品设计需依据周密的市场调查、市场分析，才能决定新产品开发的方向。设计师循着开发方向，提供产品预想的新式样。优秀的工业设计师以较清晰的方案构思图，将头脑中一闪而过的设计构思，迅速、清晰地表现在纸上，展示给有关生产、销售等各类专业人员，进而协调沟通，以期早日实现设计构想。汽车方案构思图的表现技法越来越受到重视，不仅早已成为设计师传达设计创作必备的技能，而且能活跃设计创作思维，使进一步设计顺利展开。因此，汽车设计表现技法在汽车设计过程中，确实是一个重要的步骤和方法。

二、设计表现技法的功能

汽车设计方案构思图的表现技法训练的目的是使学生具备全面的素质，即敏捷的思维能力、快速的表达能力、丰富的立体想象能力等。同时，训练还要求学生不但注重各种技法的训练，更重要的是通过训练培养分析、理解、创新和不断积累经验的好习惯，只有这样，将来才能胜任设计师的职责。

在现代社会的工业技术和经济条件下，消费者对产品日益增长和不断变化的需求，促使企业不断提供新的产品，并尽可能缩短产品开发设计的周期。设计师的设计任务比以往增多，而设计开发的时间缩短，这就要求设计师有较高的工作效率。在保证产品设计质量的前提下，追

本作品为个人作品，仅供学习，免费下载

求快速是节约时间和资金，获取市场经济效益的重要途径。这就要求设计师必须掌握技巧，达到相当熟练的程度，做到把自己心里所想的创意，得心应手地快速表现出来，并且达到合理、准确。

汽车设计是创造性的活动，设计师的设计创新构思通过平面视觉效果图的绘制过程，不断加以提高和改进，这一过程不仅锻炼了思维的想象能力，而且通过对大脑想象的不确定图形的展开，诱导设计师探求、发展、完善新的形态和美感，获得具有新意的设想构思。

表现的内容应该是真实的。设计师应用表现技法完整地提供产品设计有关功能、造型、色彩、结构、工艺、材料等信息，忠实地、客观地表现未来产品的实际面貌。从视觉感受上沟通设计者和参与设计开发的技术人员与消费者之间的关系。

形象化的表现图比语言文字或其他表达方式更直观，对于形象化的思维具有更高的说明性。通过各种不同类型的表现图，诸如草图、投影图、汽车外观效果图等，能充分说明所追求的目标。许多难以用语言概括的形象特点，如产品形态的性能、造型韵律和节奏、色彩、量感、质感等等，都可以通过表现图来说明。

三、表现技法的技巧性

表现技法具有复杂性，在许多方面，它与绘画基础训练或演奏乐器的训练极为相近，要在学习和实践中掌握它。

表现技法技巧必须在详细了解、适当训练后才能掌握。正是有了高度发展的技巧，才能得心应手地运用它。一个有经验的设计师不会一心想着如何把表现图画得漂亮，而是想到设计的发展方向和结果，把娴熟的表现技巧自然地融入整个设计过程之中。对于初学者来说，应把表现技法看作是相对独立的过程，尽可能实现表现技法的所有细节，才能在今后的设计工作中熟练地应用。应该记住，即使是很有创造能力的设计师，也肯定会从表现技法的训练中受益。

四、表现技法类型

概括地说，汽车设计的过程是：方案构思→评价→方案具体化→评价各部细节设计，这样一个多次往复循序渐进的过程。在设计过程中的不同工作阶段，思考的重点不同，表现技法亦有层次上的不同。表现技法通常分为方案构思草图、效果图和精细效果图三种。

(1)方案构思草图

在设计的最初阶段，设计师针对发现的设计问题，运用自己的经验和创造能力，寻找一切解决问题的可能性。这是设计师智慧闪光的时候。许多新的想法，稍纵即逝，因此，设计师应随时以简单而概括的图形(包括说明文字)记录下任何一个构思。构思草图求量多而不求工细，因为初期的设计构思没有经过细致的分析与评价，每个构思都表现产品设计的一个发展方向，孕育未来发展的可能性，同时也可能是不现实而无法继续深入的。在这个阶段，设计师要求的是画图的速度和质量，尽可能多地提供设计构思草图，为进一步深入设计开拓空间，并作为与设计参与人员研究、商讨的素材。此时，设计师的精力应集中于设计方案的创新上，对绘图质量的苛求会消耗大量的时间，并妨碍设计思维的扩展，如图 2－4－7 所示。

图 2－4－7　方案构思草图

(2)效果图

在对构思草图不同设计发展方向的研讨中,设计师便择优确定其中可行性较高的设计方案,并作重点培育。将最初要领性的构思展开,逐层深入,较成熟的汽车雏形便逐渐产生出来。经过这段工作后的设计方案,汽车设计的主要信息,即汽车外观形态的特征,主要尺寸等,都可以大致确定下来。由于需要让其他人员更清楚地了解设计方案,此时效果图的绘制应确定得较为清晰、严谨,同时具有多样化的特点,以提供选择的余地。这时,还是设计方案发展变化的时期,效果图表现的未必是最后的设计结果。为了提高工作效率,除了重视效果图的质量外,仍要把握绘图的速度,许多设计细节可概括或省略掉,留待以后探讨,如图 2-4-8 所示。

图 2-4-8 汽车效果图

(3)精细效果图

通过设计方案的深入和完善,不仅在总体构思,而且包括设计的每个细节的具体部分,都明确无误地设计完成。此时,要完成的汽车表现图,就是精细效果图。精细效果图要详实、准确地描绘汽车的全貌。外观形态所包含的形状、色彩、材料质感特征、表现处理以及工艺和结构关系,都应尽可能全面地表现出来。绘制精细效果图的目的,是为汽车开发的后继过程做准备,诸如设计审核、模型制作、设计文件的形成等等。通常,精细效果图还应该配有说明产品尺寸、比例关系等方面的技术内容,以便让参加研制和生产的工程技术人员获得必要的数据。图 2-4-9 为表现汽车全貌的一组精细效果图。此外还可以有局部效果图和内饰效果图等。

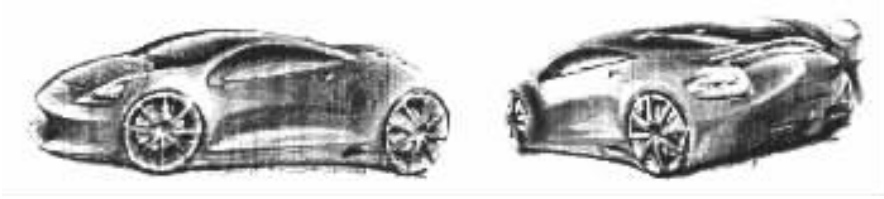


图 2-4-9 精细的彩色效果图

第三节 汽车表现技法的基础训练

一、结构素描

结构素描作为一门基础教学课程,已被广泛采用。

结构素描即用素描的方法描绘形态的结构规律,描绘形态在三度空间中的连接、穿插的结构关系。这不是单纯的对外形的描绘,而是把结构的规律具象化,从而达到理解形态、认识形态的目的。

作为一名设计师,在自己一生的设计活动中不断地追求完美的、成功的设计。但在这一设计活动的同时,设计师也在不断地进行自我完善。这其中不仅包括设计思维、设计方法上的完善,设计师的表达能力也需要完善,因为这是设计师同外界沟通的重要手段。如何正确地表达出自己的设计,如何准确、迅速地把信息传达给对方,这在大多数情况下只靠语言往往过于抽

象，这需要大量的图画表述能力，包括设计速写、效果图、爆炸图……设计师只有具备很好的图面表达能力，才能胜任这一工作。

为了尽快培养、锻炼设计师的上述能力，结构素描的训练可算是最理想的训练方式之一。它的优越性在于形、结构、技术、材料等综合的训练和表现手段与设计思维的统一。它不仅是一种表现技巧的训练，而且是对形态构成的内在因素更深一层的认识，从形态结构出发来观察、认识、理解、表现形态的好习惯，最终达到创造表现新形态的能力。

结构素描的练习就是针对这一方面，它具有很强的目的性。前面提过设计师在创作过程中，在表述之前的构想也是一种从无到有的过程。设计师必须具备进行三维造型的思考能力和造型组织能力，并能以恰当的方式形象地表达出来。因此设计师如果仅有“写生”的描述能力就无法进行形态思考和结构的构成与推敲。为锻炼设计师的观察和认识形态的能力，就必须加强结构素描的练习，以求理解基本形态在视点移动的条件下所引起的各种透视角度的形态变化规律。这样无论多么复杂的形态，都可在设计师的笔下正确表达出来。

在结构素描训练中，理解是关键所在。没有认真的观察、分析，就无法对结构进行正确的理解，也就不能准确地表现对象。所以，结构素描不注重表现的结果，而注重训练过程中的领悟。通过训练重要的是提高素质，由表及里，从感知——分析——理解——表现，用这一方式来刻画每一个物体的形态。

二、结构素描学习的要点

结构素描的练习关键在于过程，而不是在于描绘的结果，所以结构素描的画面效果貌似线描图稿或素描轮廓草稿，这些线描的形态是依靠三维正方体为基准的观察方法扩展出来的，二维比例的观察方法只是作为不断校正的方式。在这方法上，结构素描与一般写生对象画线描轮廓是根本不同的。若将一般线描加上透视辅助线，也许其图面效果不错，但描绘者根本不会在其中有所收益，也不会在改变透视角度的默写作业中把原形态准确地复述出来。

结构素描与传统的绘画基础素描有所不同。结构素描以比例、尺度概念、形态组合及过渡面和物体的结构方式为重点。而传统素描是以构图、轮廓准确、明暗层次变化、质感、空间感、虚实处理等为侧重。

结构素描的具体步骤可归纳如下：

①认真观察了解对象的结构关系、形态特征，并根据形态特征设想一个良好的构图。

②用轻淡的线条画出水平基线并画出物体的平面透视（凭借艺术的感觉找出水平基线与平面透视线的角度）。

③不论物体形态多么复杂，一律理解归纳成单纯的方体（因为方体容易被把握）。最初的方体比例极为重要，一旦基础形体的比例透视不准确，下阶段的局部分割就不会准确。

④在这个方体中，运用透视作图的技巧进行各局部形体的分割，一些细节暂可不必注意，而把重点放在各局部之间的比例、结构关系、形体间的连接方式上。这个阶段各部分的方体均是透明的。

⑤将各局部的实际形态描绘出来，要求画出看不见的立体结构关系，尤其要着重刻画形体间的交接面。

⑥用非常肯定、明确的线条画出对象的主要轮廓、结构关系，线条的轻重、粗细、快慢要根据不同的材质而有区别，以较真实地表现对象的不同质感。起初的辅助线可根据需要有所保留，以便加强物体在空间中的分割效果，必要时还可在圆柱体或其他形体上画些辅助截面，这

样能使形体的空间概念加强。

三、结构素描的教程及要求

结构素描的教程分为三个阶段：几何形体的穿插，同心圆的训练，组合形体的练习。

各阶段训练重点及各课题重点如下。

(1)几何形体的素描

几何形体的素描以几何形体的训练为主，目的在于通过对最基本形态的写生和默写，初步认识什么是形体的结构，如何进行观察，如何建立最基本的形态，初步理解三维正立方体的观察方法和写生方法。对圆在三度空间中的透视变化有初步认识。严格按照正规的作图方法进行绘制。

长方体穿插，如图 2－4－10。

①底面方体的确立，重点在于正方形有空间变化中的正确透视，底两边同视平线的正确夹角。

②两方体轴的正确关系和穿插关系。

③四个截面(正方形)对角线之间的关系。

(2)同心圆的训练

圆柱同圆锥穿插，如图 2－4－11。

图 2－4－10 长方体穿插

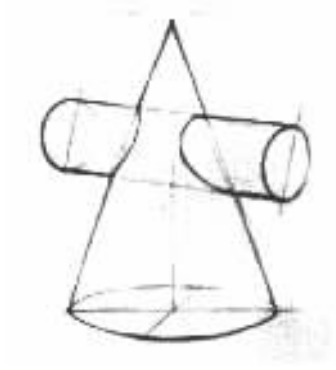


图 2－4－11 圆柱与圆锥穿插

①圆的确立(底面)，透视准确。

②进一步注意底面包容于圆的正方形两边同水平线的夹角。

③圆柱同圆锥的穿插关系。

④相贯线的求出(步骤)。

⑤默写不同角度，如图 2－4－12。

圆的不同透视变化，如图 2－4－13。

①进一步训练圆在三维空间中的变化。

②正确把握透视平面。

(3)组合形体的练习

器皿练习，如图 2－4－14。

①同心圆的把握，圆与圆之间的关系。

②盖与体的穿插关系。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

③在用笔及线的处理上提出新要求。

④强调虚实和质感的变化。

⑤默写圆在空间中的透视变化，如图 2－4－15。

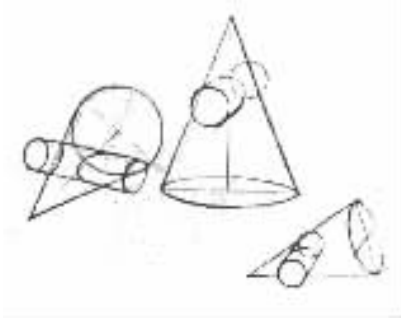


图 2－4－12　不同角度的默写

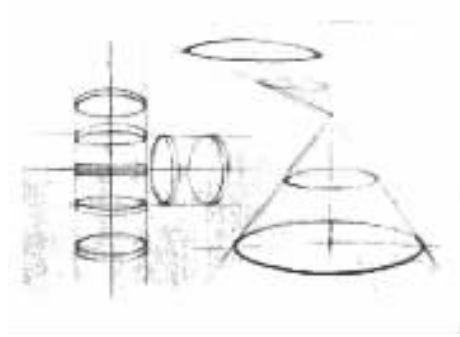


图 2－4－13　圆的不同透视变化

图 2－4－14　器皿练习

图 2－4－15　默写圆在空中的透视变化

(4)零配件的练习(如图 2－4－16)

①同心圆的进一步训练。

②强调形与形之间复杂的穿插关系。

③强调辅助线的运用。

④默写辅助线的准确性。

(5)工具的练习(如图 2－4－17)

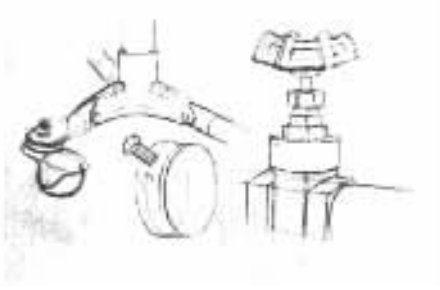


图 2－4－16　零配件的练习

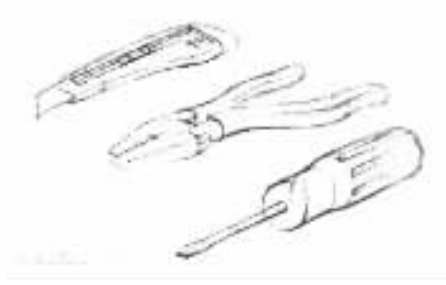


图 2－4－17　工具的练习

①对复杂形态的把握，注重形与形之间的关系。

②不同物体、不同透视的组合及它们之间的穿插关系。

③对线条的运用提出更高的要求。

第四节 汽车设计草图

汽车设计草图就是在设计过程中，设计师把头脑中抽象的思考变为具象形态时需要迅速地将构思、想法记录或表达出来的一种描绘。但这种描绘又有别于传统绘画中的速写，它不单单是一种记录和表达，而且是设计师对其设计的对象进行构思和推敲的过程。正因为如此，在设计草图的图面上往往会出现文字的注释、尺寸的标定、色彩方案的推敲、结构的展示等等。有时看起来甚至有些杂乱，但实际上它正是设计师对其设计对象理解和推敲的过程。

汽车设计草图在整个设计过程中起着十分重要的作用。当进行一款汽车设计时，首先是要发现问题，问题找到了，确立了设计定位后，便开始进入解决问题的阶段。在这一阶段，设计师的头脑中会出现许多有关其设计的构思和想法。但这些只是一些抽象的甚至杂乱无章的想法，需要将其记录表达出来，再进一步整理和推敲，这时就需要设计师运用快速、准确的草图来表达，如图 2－4－18。

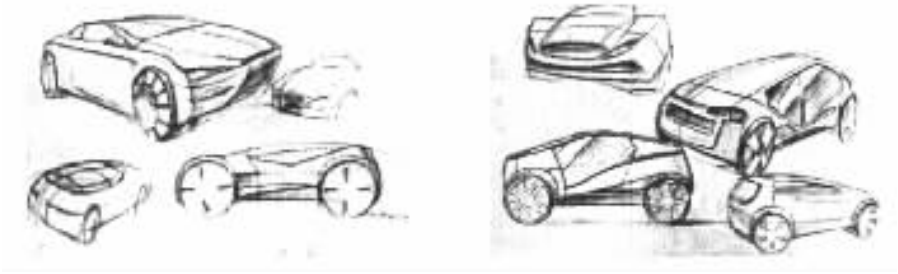


图 2－4－18 汽车设计草图

设计草图实际上也是设计师将自己的想法，由抽象变为具体的一个十分重要的创造过程。正是草图实现了抽象思考到图解思考的过渡（当然还有效果图的形式）。仅此一点，草图的作用就不言而喻，正因如此，一些优秀的设计师都有很强的图解思考能力，对其表达出的设计加以推敲和再设计，又迅速产生了新的想法和构思，再将其表达出来。周而复始，一项设计的构思便能快速而高质量地完成。不难想象，如果一名设计师无法将其构思准确地表达出来，那设计工作将有多么苦恼。

有些时候十分好的构思会在头脑中稍纵即逝，所以必须要求设计师要有十分快速和准确的速写能力，以便记录一些好的想法。记录只是设计草图的一方面功能，而更重要的功能是设计师对其设计对象的理解和推敲。比如对一些结构的考虑，对整个形态的把握和一些细部的处理等都需要一些十分具体的图解思考。所以有时要求设计师的草图无论从形态和质感上都要描绘的十分准确、具体，这样才能为其推敲自己的设计起一个良好的促进作用。由此可见，设计草图无论是在设计表达上还是在设计构思上都有着十分重要的作用。

一、设计草图的种类

前面谈了设计草图的作用，正因为设计草图有不同的功能和作用，所以可根据其不同的目的分为记录性草图和思考性草图。标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

(1)记录性草图

记录性草图是作为设计师收集资料和进行构思整理时用的,所以草图一般都十分清楚、翔实,而且往往画些局部的放大图,以记录一些比较特殊和复杂的结构或是形态,这类草图对以后的设计工作或正在着手进行的设计工作都具有十分重要的作用,同时对拓宽设计师的思路和积累设计经验也有着不可低估的作用,如图 2－4－19。

(2)思考性草图

利用草图进行形象和结构的推敲,并将其思考的过程表达出来,以便对设计师的构思进行再推敲和再构思,这类用途的草图被称为思考性草图。这类草图更加偏重于思考的全过程,一个形态的过渡和一个小小的结构往往都要经过一系列的构思和推敲,而这种推敲光靠抽象的思维往往都是不够的,要通过一系列的图面以辅助思考,而且在这一思考过程中设计师的构思往往是比较活跃的,突然出现的想法和新颖的形态都需要靠一些图面以及文字注释使之明了化。作为构思的草图往往不太拘泥于形式,可根据设计师的思维发展而自由进行,如图 2－4－20。

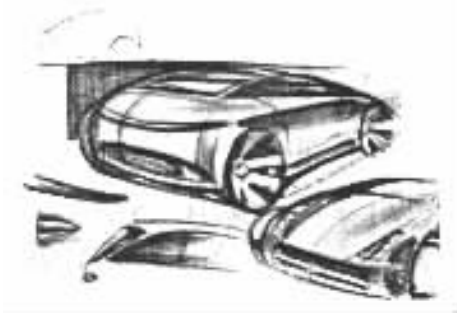


图 2－4－19　记录性草图

图 2－4－20　思考性草图之一

设计草图常常是设计师同设计伙伴和设计委托人之间信息交流的主要手段。这就要求设计师在设计的开始阶段,通过草图清楚地说明和表达自己的设计,以便得到别人特别是合作者的理解,这是每位设计师都应具备的基本表达技能。

设计草图的绘制无论在方法和尺度上都是多种多样的,往往在同一画面上既有透视图,又有细部图。设计师的思考是一种探索,构思草图的表达,大都是片断式的,显得轻松而随便,由此既创造设计出多种变化的方案,又开阔了思路。所以一位设计师说“创作的全部内在和谐都表现在思考性的图画中。”如图 2－4－21。

二、设计过程中草图的表现方式

(1)远距离设计——整体

从整体的角度检视轮廓、姿态及被强调的部分等,不需要太在意细节,只要清楚地将所要表达的东西表达出来,因为建立雏形是非常重要的。

一些人在开始画草图时就直接画出细节部分,这样做是没有意义的。因为这个阶段的主旨不是要画出粗糙的简图来解释细

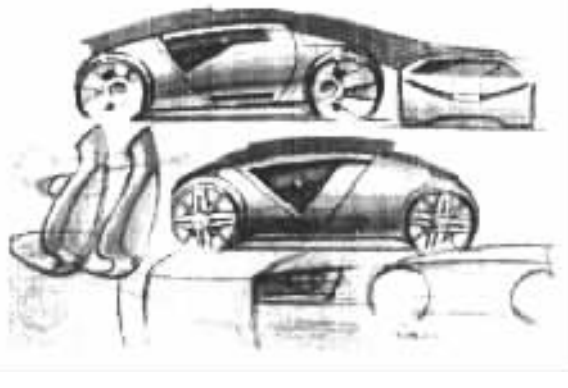


图 2－4－21　思考性草图之一

部，设计目标是建立立体的形体。从远距离很难了解到细部的轮廓或是图样，只能从立体的形态和光线中辨识物体，含糊不明确的轮廓是很难辨识的。所以这一阶段应强调轮廓、整体姿态、亮度对比和被强调的部分。当考虑设计容易辨识的形体时，最好先画出简图。这样做不会花费很多的时间，但却是很有效的方法。任何技巧和手法都可以使用，只要表现出明暗的层次。

如图 2－4－22，这是一个展现车身的典型范例（为了方便省略了车窗部分）。这辆车的风格特征被简化的草图快速、清晰地表达出来。概略草图能使设计者的注意力不过多地放在细节上，而着重产品的设计风格和整体形态。

(2)中距离设计——立体与面的构成

这部分将检视立体的成分与面的构造，决定物体的特征线及图样，表现出质量感与动感。透视画法的草图是最适合达成这个目标的。可以适度地使用夸张的手法来明确表达意图。形体用明暗度来表现，可以不上色彩，如图 2－4－23。

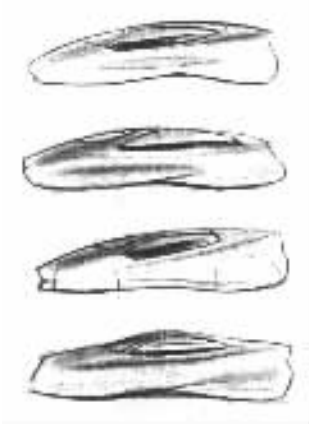


图 2－4－22 车身的展现过程

图 2－4－23 展现车身立体与面的构成的设计图

中距离设计的 图范例表现关概的外观结构、特征线条、产品的对称性、量感及动感。运用适当的夸张画法可以使设计意图更明确，不必太在意细节，以明暗渐层的手法绘制，也可上色彩，不要把精力浪费在没有必要的地方。

(3)近距离设计——表现出物体的本质

这个距离就是展示距离或使用距离，这时物体的角度变化非常大。表面的精致线条、配色都能被察觉，质感也比较强烈，细部的处理容易被感受到。在这个距离，设计者使精心设计的汽车展现魅力而产生最佳的整体效果。

图 2－4－24 所示为近距离设计的草图范例。仔细地画出适当量感的物体，同时也考虑作不同的变化。注意基本细节的处理以再现出质感。选择最有魅力的角度作画。

审视开发构想由远到近的过程，设计者必须简略地确定物体的特征，然后再渐渐地着手细部规划。在每一个阶段及细部的规划中运用创造力达到理想的外观，最后再整合所有的设计。

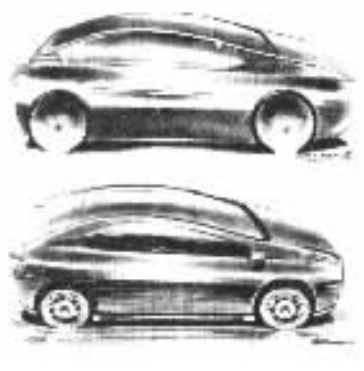


图 2－4－24 体现基本细节和质感的设计图

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

三、绘制草图的材料与用具

用于绘制草图的材料种类很多，各人都可按照设计的需要和自己的喜好选择材料。常用绘制草图的用具有：

①笔类：铅笔、签字笔、原子笔、彩色铅笔、麦克笔、毛笔、底纹笔。

②尺：直尺、界尺、曲线尺、圆模板、椭圆模板。

③颜色：水粉、透明水色。

④纸张：选用表面较细腻、吸水性能较好的纸张。

这些工具既携带方便，又能解决问题。

四、设计草图的基本技法

画任何草图或是速写，都应该注意以下几个基本环节：

①所描述对象的结构。

②透视及其他用以画出立体感的方法。

③色调、质感、光影。

④构图。

画好一幅草图，最主要的方面之一就是设计师要懂得如何选取最佳的比例、角度来表现对象，只有将这种技能变为一种得心应手的能力，才能使设计师准确地表达出自己的想法成为可能。

单线速写本身自成画面，然而，如果加上质感、色调和光影，物体的立体感就会大大地增加。这些特点通常是通过各种笔触技巧达到的，当然色彩的色调变化了也可以达到同样的效果。

草图实际上就是对形体的轮廓和质感的快速表达。如果在外形轮廓的基础上增加色调的明暗、色度和阴影，那么将是一幅十分完整的设计草图，如图 2－4－25。

然而，假若一幅草图的基本形体一开始就不符合比例和透视，那么上述的一切就不值得一提了。如果在这阶段没有得以修正，那么这幅草图就将是一幅错误的草图。

在草图的绘制过程中。除了用透视技巧表现空间感以外，还应该充分地利用色调的变化和光影的描绘等技巧，以增加草图的生动感，如图 2－4－26。

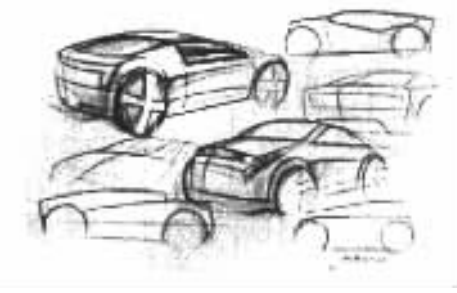


图 2－4－25　铅笔设计草图的技法

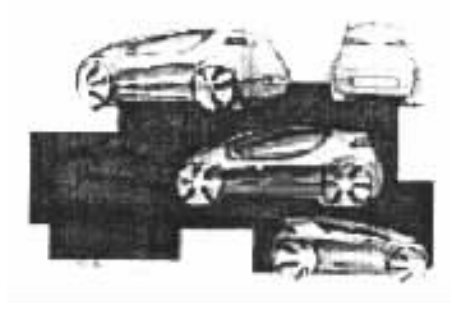


图 2－4－26　色调和光影的描绘

第五节 汽车效果图

在汽车设计方案确定后，在设计草图的基础上，用较为正式的设计效果图给予表达。目的是直观地表现设计结果。

一、效果图的类别

效果图是速度最快，表达程度近乎真实和完善的一种方法，被称为设计师的语言。根据大致类别和设计要求可分为方案效果图，展示性效果图和三视效果图。

(1)方案效果图

这一阶段是以启发、诱导设计，提供交流，研究方案为目的。此时，设计方案尚未完全成熟，还处于有待于进一步推敲斟酌的阶段。这时也往往需要画较多的图来进行比较、选择。在色彩上也要基本准确地表现出构想产品的色彩关系，如图 2－4－27。

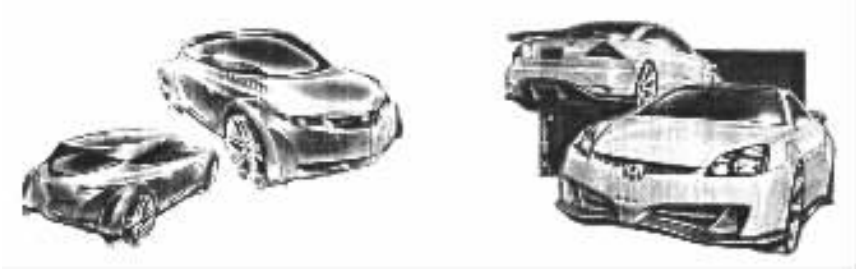


图 2－4－27 方案效果图

(2)展示性效果图

这类效果图表现的设计已较为成熟、完善。作图的目的大多在于提供决策者审定。实施生产时作为依据，同时也可用于新产品的宣传、介绍、推广。这类图对表现技巧要求最高。对设计的内容要作较为全面、细致的表现。色彩方面不仅要对环境色、条件色作进一步表现，有时还需描绘出特定的环境，以加强真实感和感染力，如图 2－4－28。

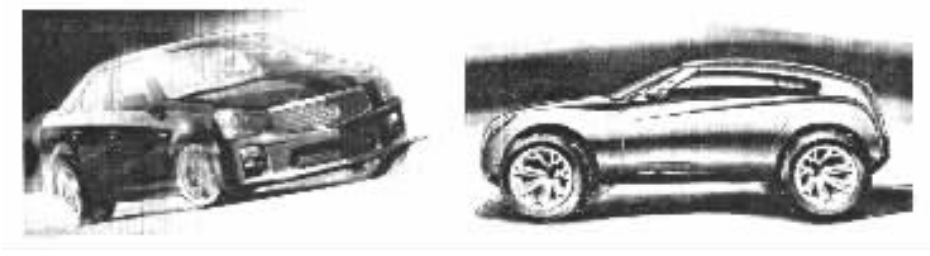


图 2－4－28 展示效果图

计算机辅助设计(CAD)系统正逐渐成为设计过程中不可缺少的工具。随着三维设计软件功能的不断强大，展示性效果图也由传统的手绘方式转变为电脑绘制。这些三维软件不仅给设计者提供了更灵活的设计空间，还提供了强大的材质、灯光等渲染系统，使设计者能充分发挥自己的想象力，丰富了表现手段，如图 2－4－29。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

图 2－4－29　由电脑设计的三维效果图

(3)三视效果图

这类效果图是直接利用三视图(或选择其中一两个视图)来制作的。特点是作图较为简便,不需另作透视图。对立面的视觉效果反映最直接,尺寸、比例没有任何透视误差、变形。缺点是表现面较窄,难以显示前两类效果图所表现的立体感和空间视觉形态。

二、效果图表现的基础

(1)正确的透视能力

在观察一个三维物体时候,它是具有透视变化的,所以要想使效果图真实而准确,就必须正确地将这种透视关系表达出来。汽车产品有较固定的使用状态,并和人的视线形成稳定关系。因此,在表现产品时,应尽可能选用和实际使用状态类似的视平线位置,这样才能使表现出来的产品具有很强的真实感。

(2)视角的选择

要准确而充分地表现汽车产品,视角的选择是十分重要的。因为效果图是在二维平面上表现三维形态,这就决定了不可能将三维形态的各个方面表达出来,要有选择地表现汽车的特征面。汽车效果图一般选用 30°,45°,60°的成角透视。有时为了表达汽车的前面、侧面和后面,也有用 0°,90°等透视画法。

(3)色彩运用

随着塑料化工工业的发展,人们接触到的产品颜色数不胜数,对色彩的表现就显得很重要。任何色彩都具有三大特征:色相、明度、纯度。不同的色相、明度和纯度会使观者产生不同的心理变化。因此在画一张效果图前应先明确整个画面的基调。(详见第 6 章)

(4)质感的表现

①不透光而高强反光的材料。表面镀铬处理的金属、镜子,这类材料反光特性明显,有极强的反光区和高光点。而且受环境影响特别大,常有很强的光源色和环境色。

②能透光而又反光的材料。玻璃、透明有机玻璃,通常光洁度高,受光面会有明亮的反光区,透射和反射并存。

③不透光而低反光的材料。橡胶、木材、砖石、织物等,刻画的重点在材质本身、肌理等。

④不透光而中反光的材料。如塑料、喷漆后的表面等。描绘时注意其反光程度的差别。塑料本身的色彩十分丰富,而且纯度很高,处理时应注意环境色和固有色的关系。

(5)光影的变化

光影的刻画也是效果图的重要组成部分。任何一个物体在受光条件下都会产生受光面、中间调、明暗交接线、暗部、反光及阴影等区域。一般来说对明暗交界线的刻画往往是最重要的工作部分。

三、麦克笔画法

(1)麦克笔技法要领

麦克笔色彩响亮而稳定,具有一定的透明性,但其发挥性和渗透力极强,因此不宜用吸水性过强的纸作画,应选用纸质结实、表面光洁的纸张。麦克笔色彩渗透力强,易在纸上浸润形成不必要的色团。因此着色时运笔要快速果断,油性记号笔色彩附着力强,难以清洗和修改,故着色前应考虑成熟。一般着色顺序宜由浅到深,便于控制色调层次。同种颜色如重复涂施可降低明度,丰富色彩层次,但需注意不宜重复次数太多,以免色彩失去鲜明度及发生浸润现象。

在麦克笔色底上涂施色粉,可进一步丰富其表现力,如加强反光效果、色调的退晕变化和虚实变化等,使画面层次丰富、色调细腻。但这一步骤应在麦克笔处理完成后进行。

由于色粉属粉质材料且有较强的覆盖能力,故在同一处不宜反复擦涂,否则画面会显得非常呆板。投影和背景尽量不要使用色粉,色粉会破坏其透明性。单独使用黑色色粉会显得很脏。黑色和任意颜色混合,效果会很好。麦克笔始于 20 世纪 40 年代,依其性质的不同,可分为三类:

①水性。没有浸透性,遇水即溶。绘画时和水彩用法相似。

②油性。通常以甲苯为溶剂,具有浸透性,挥发较快,使用时动作要敏捷、准确,它使用范围很广。可覆盖在任何材质表面,因此可以用挥发油、甘油等,作很多趣味性的变化。由于它不“亲水”,所以也与水性麦克笔混合使用,而不破坏水性麦克笔的痕迹。

③酒精性。具挥发性且有强烈气味,颜色艳丽,浸透力介于水性与油性之间。

依据麦克笔的性质和使用水性的浸透情况不同,在绘画时,必须仔细了解纸与笔的性质,相互照应,多加练习,才能有显著的效果。

为了防止以麦克笔绘制的图面会褪色,除了应避免日光直射外,必要时,还可用遮光剂加以遮盖。

用麦克笔表现图的各种工具如图 2-4-30 所示。

图 2-4-30 麦克笔技法使用的工具

(2)麦克笔用纸

用纸分为三类:

①浸透性纸(浸透率为 100%)。如水彩纸、卡纸、道林纸、粉彩纸、素描纸、棉纸、草图纸、感光纸等。

②半浸透性(浸透率为 50%)。如白玉纸、麦克笔专用纸等。

③非浸透性纸(浸透率为 0)。如透明胶卷、画布、画板、描图纸、塑胶画板、瓷砖等。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

(3)常用技法

①渐层。制造商在制造麦克笔时,无论是冷灰、暖灰或是其他颜色都有渐层上的变化,使得设计师在画效果图时,更容易掌握明暗的变化,尤其是在绘制圆柱体时,渐层色的优点,更是发挥得淋漓尽致。冷灰系列颜色带有点蓝色调,最容易再现不锈钢及电镀表面处理的材质。而暖灰则带有金黄软色调。在表现产品材质时要注意两种系列笔的选择,图 2－4－31 所示是冷灰系列 1 号到 10 号的渐层变化。

②平涂。这是麦克笔画法最基本的笔法之一,也是最重要的技巧之一。

徒手平涂最容易表现塑胶、电镀、玻璃等材质。但徒手平涂也最容易留下明显的接触笔触。通常运用较浅色的麦克笔重复平涂使笔触润开消失。当然多次平涂也会使颜色更深,同时如果纸张选择不当,也会伤害纸面。对于不同的材质各有不同的表现方法,有些要求留下笔触,有些则最好没有笔触,如图 2－4－32。

图 2－4－31　冷灰系列的渐层变化

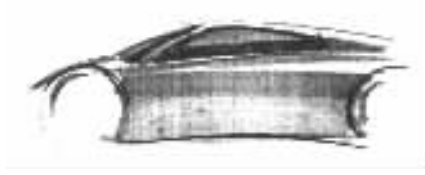


图 2－4－32　麦克笔的平涂技法

③渲染。利用颜料的渗透性与相溶性来表现色彩深浅浓淡的渐层。用麦克笔绘画时,以浅色带动深色,可达到渲染的变化或是加溶剂做出渲染的效果,如图 2－4－33。

④物体基本着色法。

· 直接平涂法。直接平涂物体本体,在产品表现技法上最为困难。但此法更能精确、忠实地表现产品的外观、材质。平涂时,利用渐层的变化即可表现明暗。最后亦可用不同的背景处理来衬托产品,如图 2－4－34。

图 2－4－33　用麦克笔渲染方法

图 2－4－34　平涂时利用渐层的变化表现明暗

· 利用背景渐层。在产品外观设计过程中,利用背景渐层画法,最能迅速多样化的表现设计师的设计构想。图例渐层较深的部分画在立方体的假设阴暗面。在画产品时,则可选在最重要的部分,更清楚地表现设计特点。

· 利用背景平涂。此法与平涂法最大差异在于仅能快速的表现产品之外观,无法明白地表达产品的色彩与质感,但省略将来背景的处理,同时大面积的平涂容易掌握笔触的规律和技巧。利用背景平涂,仍要注意明暗变化,比如对阴暗及顶面的垂直倒影处理,便可加强立体效果。

(4)使用麦克笔注意事项

①正确选择作画的材料。选材的基本常识不可忽视,如使用麦克笔画精密图时,就不可选用宣纸;平涂麦克笔时,不能选用光滑卡纸和渗透性强的纸;广告颜料应该在卡纸上挥洒而不

适用于粗糙的素描纸。选择纸材虽然只是选材中的一环，但因纸在绘画过程具有相当的重要性，所以不能轻易忽视它。

纸张依据各种不同需要有素描用纸、水彩用纸、粉彩用纸和麦克笔用纸等，每种纸都需配合工具的特性而呈现不同的质感，如果选纸错误，将会造成不便与困扰，降低绘画速度与表现效果。

②在练习中，培养正确使用工具的好习惯。所有形体都是由弧线与直线构成的。如果要人以徒手绘制精密的形体几乎是不可能的，因人手具有惯性和方向性，对于弧的控制尤其困难，特别是在画透视图中的圆弧时，因在不同角度视高点观察下，所形成的弧度都不一样。因此为了画出正确的形体，就必须借用精密的辅助工具才行。另外脉搏跳动、呼吸等现象的影响，会使得在同样条件下所绘的圆弧会有不匀的情况，所以与其依靠双手，不如养成正确使用工具的习惯。

③防止光源混乱。设计作业中通常都有标准光的设定，一般以左后上方光源为标准光的来源。所有物体在这种光线照射下都能产生明朗的形体，其他如主光、漫射光、反光、强反光、阳面、阴面等都在同一光源下照射出凹凸有致的形体。如果光线复杂，可用冷、暖光线，加强对比，避免混乱，也可以用反光处理，但不能使两种光线强度相同，否则会造成光线混乱的现象，使形体的层次表现模糊不清。

④涂色应生动。绘画者要仔细观察平面上的光线变化，如有反光、投影都要用适当的笔触加以表现，以示不同，才不会使画面呆板失真。

⑤笔触要整体。琐碎的笔触会破坏画面的完整性，尤其是在画反光面时，更容易出现琐碎笔触的情况。笔触必须一气呵成，贯穿始终，有头有尾，避免因犹豫不定而产生的挫折、重复、中断、轻重不一的现象。

⑥表现前后要分清。透视图中有前景、中景、远景之分。就线条而言，前景部分是较重、粗而鲜明的线条，远景则是较轻、淡而细的线条。物体的各个面本身，在前后处理上也有强弱之分。就色彩而言，前景是对比强、轮廓清晰、彩度高的色彩，远景则是彩度低、轮廓模糊、对比温和的色彩。点高光也要有前后区别。绘画时应依前后的不同，而有线条的粗细变化、色彩的浓淡和高低彩度的变化，千万不能一视同仁、前后不分。

⑦注意阴影的正确表现。阴影在表现图中占有非常重要的位置，它的好坏和正确与否，关系到所表达对象的正确性与画面的生动程度。在描绘物体时，需注意物体的形状与光影的关系。任何光线都不能违背光的原则：光若从西边来，阴影就要落在东边；反光不要超过主光。这些道理虽然世人皆知，但却是一般人最容易疏忽的，尤其在处理阴影时，要在明度上有所变化，如果不按照光影比例变化明度，就会造成阴影的错误。

⑧其他注意事项。考虑新旧笔的选择运用，以利不同之表现需求；运笔要快，徒手或用工具视表现材质之需要而定；着色前务必将铅笔稿擦拭至可辨别程度；务必擦净使用过的三角板等尺规痕迹，保持图面清洁；绘图选择日制 PM 纸时，着色尽量避免多次重覆；着色不要太靠近轮廓线，以免色彩涂出轮廓外；运笔轻重控制适当，切忌重压，以免损害笔头；与粉笔混合运用时，应先用麦克笔再涂粉彩，使用后将盖子盖紧收藏于阴暗处，避免阳光直射。

步骤实例如图 2－4－35 所示。

四、色粉画法

用色粉来进行表现图的绘制，这种方法已被国内外很多设计师所接受，特别是被国外的汽

此为试读，需要完整PDF请访问：www.ertongbook.com 免费下载

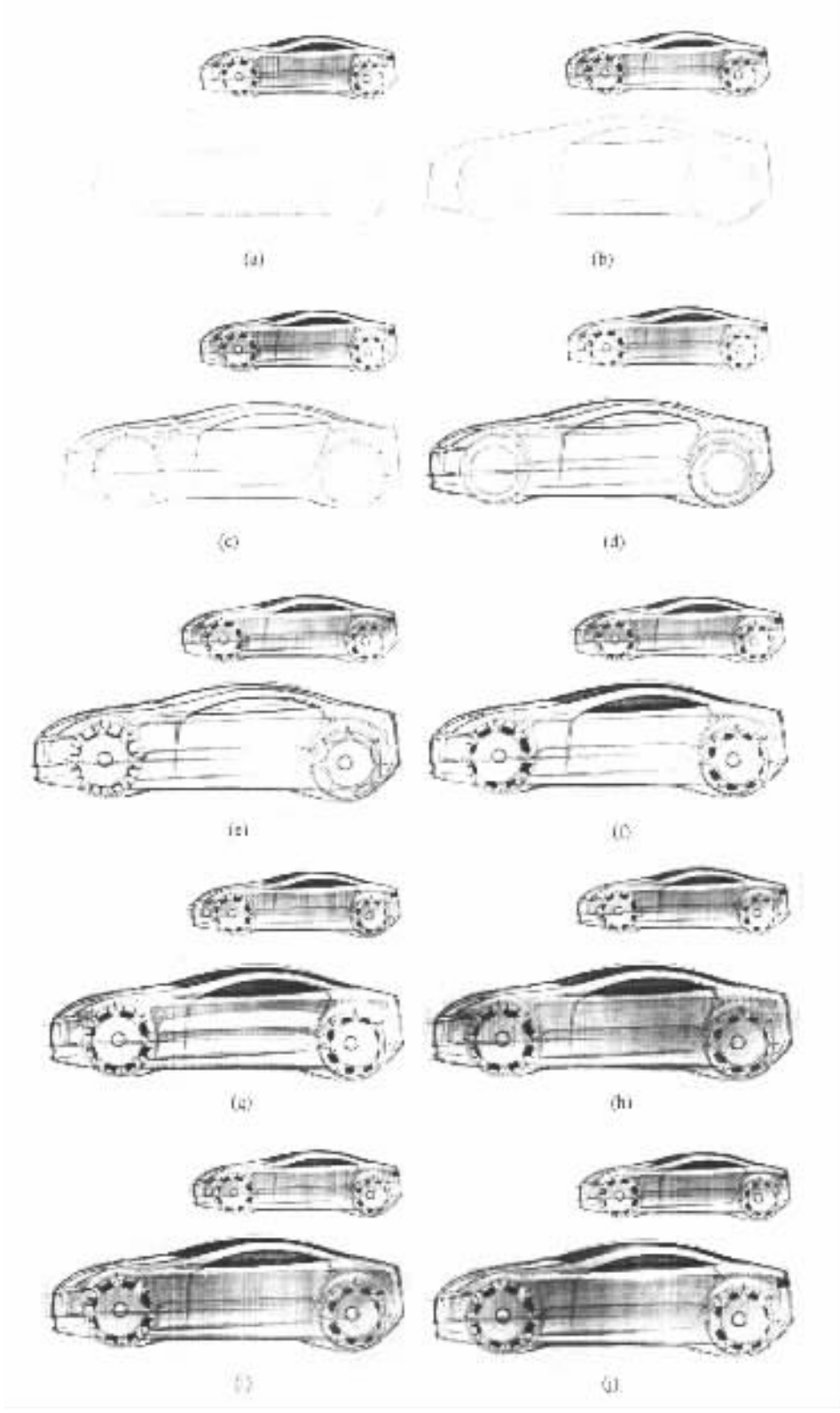


图 2－4－35　用麦克笔画效果图实例

车设计行业广泛地采用。色粉画的主要特点是可以绘制出大面积十分平滑的过渡面和柔合的反光,特别适合绘制各种双曲面以及以曲面为主的复杂形体 在质感刻画方面,对于玻璃、高反光金属等的质感有着很强的表现力。特别值得一提的是,这种表现技法与喷绘等其他技法相比更具有优势,即能在短时间内达到很好的效果。

(1)色粉表现图所用的工具

①色粉颜色。常见的色粉颜色是以色粉粉末压制的长方形小棒,一般从几十色到几百色不等。颜色上一般分为纯色系、冷灰和暖灰色系。

②色粉画专用纸。这种纸的特性同一般的纸不同,它的表面有很多细小的微坑,以便色粉的粉末能十分容易地附着在纸的表面。而且这种纸是呈半透明状,以便于进行正反双面的绘制。

③色粉辅助粉。通常用婴儿的爽身粉。

④色粉定画喷剂。这是一种特殊的定画喷剂,它最大的特点是使浮在纸表面的色粉粉末能进入纸面细小的微坑,使得色粉很好地附着在纸的表面。

⑤低黏度薄膜。用于在绘图时进行遮挡。

⑥麦克笔添加剂。同色粉粉末混合后进行背景的绘制。

(2)色粉表现图的基本技法和步骤

①起稿阶段。首先在色粉专用纸上用铅笔或细的签字笔起稿,然后用麦克笔在纸的背面将重的阴影和边缘线绘出。

②贴低黏度薄膜。在色粉纸上贴好低黏度薄膜,并根据绘制的要求用专用刻刀将要着色的部分刻出并取下。

③着色阶段。

· 用刀把粉棒刮成很细的粉末状,然后加入 20%左右的辅助滑石粉,并混合均匀。

· 用色粉专用棉条或棉花团将纯的辅助色粉轻轻涂在纸的表面,这一步是为了上色作准备,以便能在着色时比较光滑、顺畅。

· 用色粉专用棉条将已调好的色粉用力擦到纸面上。颜色要由浅入深逐步着色。上色时首先将被表现物最大的过渡面画出,然后再进入细节刻画。

· 对已上好色的部分满意之后,用色粉定画剂喷饰图面。这一步十分关键,一是可以起到固定画面的作用,二是以便于在画过的部分进行再上色。

· 大的颜色和明暗关系表现完毕之后,就进入细节刻画。

· 对已完成的图面的轮廓进行再次的修正。

④背景的上色阶段。首先用低黏度薄膜将画面的主体遮盖住,再用麦克笔添加剂同色粉粉末相混合,然后快速地涂于画面,笔触要轻松奔放,起到烘托气氛的作用。

⑤装裱阶段。因为色粉专用纸为半透明状,所以要用白色的卡纸来作为衬纸。用色粉定画喷剂将画面定画后,用低黏度喷胶将已绘制完成的画稿贴于衬纸之上,这样一张色粉表现图就完成了。

以上介绍的是色粉表现图的基本技法,因为这是一种较易掌握的绘画方法,只要掌握要领就可得到满意的效果,具体实例见图 2-4-36。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

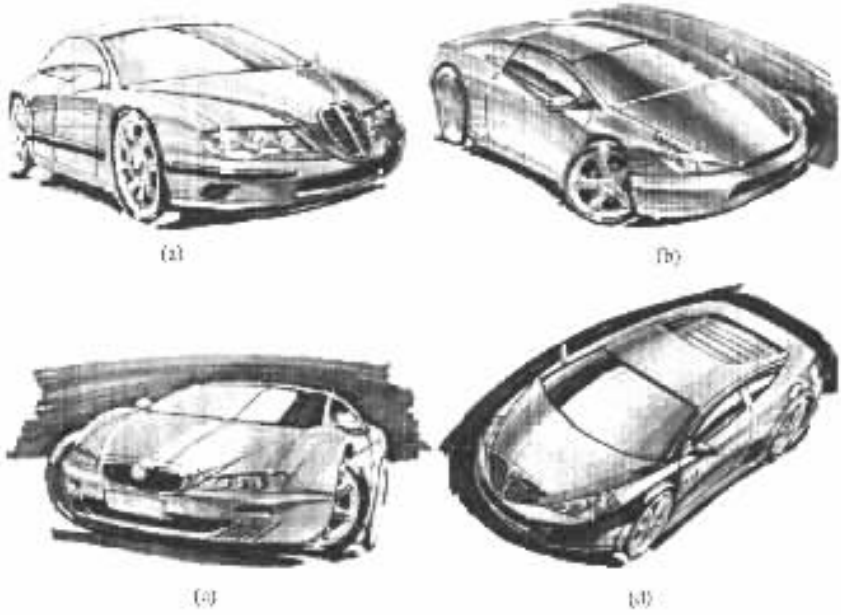


图 2－4－36　色粉画效果图

第五章 汽车模型制作技法

第一节 概 述

汽车模型制作是车身设计中一个令人激动的重要环节，本书中所讲的汽车模型并非是工艺品仿真汽车模型，而是车身造型设计中能够深入体现设计理念的一项设计成果。汽车模型制作也绝非只是把设计方案实现的过程，而是对三维形体的二次设计过程。汽车模型制作中对点、线、面、体及体面转折关系的表现是效果图和 3D 电脑模型所不能代替的。车身设计中缩比模型是供选型用的，如图 2－5－1。1:1 模型是车身进一步设计的重要原始依据，如图 2－5－2。

图 2－5－1 缩小比例的汽车外模型

图 2－5－2 雕塑完成的全尺寸油泥模型

当代汽车设计运用 CATIA，UG，CAD 等软件及计算机辅助制造（CAM），快速成型系统（(2NC），逆向工程等高科技手段使新车型的开发研制周期逐渐缩短。在车型的设计中，车身设计是最为重要的工作。而车身设计中，汽车模型的制作又是一个最关键的设计环节。汽车模型的制作会耗费较多的人力、物力和时间，可见研究汽车模型制作，以便缩短制作周期及提高模型质量，降低设计成本，使新车型早日进入市场显得尤为重要。

汽车模型由车身设计过程体系决定而分为草模型、缩比模型、1:1 实尺模型。其中草模型多用纸板、PU（发泡氨基甲酸乙酯）、雕塑泥、橡皮泥、轻质木材等易加工的材料手工完成 缩比模型可采用油泥、ABS（苯乙烯－丁二烯－丙腈共聚物）、有机玻璃、石膏、木材、玻璃钢等真实

材料，由设计师按照设计图纸和效果图运用模型工具和设备手工完成，比例多采用 1:5，1:10，1:1 等。1:1 实尺模型采用油泥为主要材料，由于实尺模型将是制作冲压模具的依据，所以制作更加严谨精细。也可通过数据采集系统对缩比模型进行测量，将所得三维数据修改后再由 CAM 系统进行模型加工，再由设计师和专业模型师进行细节修改，精心雕琢而成。

第二节　模型材料

汽车模型材料的种类繁多，现介绍一下主要材料及其特性，其余材料在具体制作时会逐一涉及到，而且新的模型材料会不断出现，我们将继续关注和学习使用。

一、油泥

油泥是制作产品设计模型的首选材料，特别是用于制作实尺和缩比的汽车模型、摩托车模型。它是黏土干粉或滑石粉、滑脂（黄油）、石蜡三种材料的混合物。制作比例大致是 6:3:1，滑脂和石蜡的比例应按季节和气候的不同酌情增减。制作方法是将滑脂和石蜡放入耐热容器中加热熔化，再徐徐加入滑石粉，搅拌均匀，冷却后即可。工业油泥也可在模型材料店购得，油泥按软化温度、常温下硬度及有无气味分为 J－525，NS60A，ALFA，手捏油泥等不同型号，应按不同需要选购；使用时将油泥加热至中心变软即可，常温下油泥有一定的硬度，切削性好，使用过的油泥可回收再利用。工作现场要保持室温，最好安装空调，以保证油泥的综合性能。值得特别注意的是油泥为易燃品，在使用和存放时应着重注意防火安全。

二、石膏

石膏是制作各类模型的较佳材料，有生石膏和熟石膏两种，均为干粉状，模型制作多用熟石膏。石膏选用以颜色洁白、质地细腻、易溶于水为佳。石膏具有成型容易、翻制工艺简单且价格低廉等优点，但也有不易修补、易弄脏环境等缺点。石膏溶于水后会发生物理变化，在几分钟内固化，而后即可使用工具进行塑型。石膏的具体调和方法为：先选用容积适当的塑料容器，在其中加入 70%的水，然后将石膏快速而均匀地撒入水中，直到石膏完全把水填满即为石膏浆达到饱和（此前不可搅拌），最后用棒状物迅速沿同一方向搅拌，同时也可震荡使气泡逸出，也可加入脱泡剂。石膏调和好后应在其未固化前进行浇注或翻制。值得指出的是，石膏的强度因石膏粉与水的比例而决定，石膏浆越饱和强度越大，反之越小，可按不同需要来调整石膏强度。

三、ABS

ABS 是苯乙烯－丁二烯－丙腈共聚物，颜色呈乳白色。ABS 有板材、管材、棒材，ABS 板最为常用，其规格多为 1m×2m，厚度从 0.1mm 到 10mm，常用的厚度有 0.3，0.5，0.8，1，1.6，2.2，3，5，8，10mm 等。ABS 是热塑性塑料，对原始形态有较强的记忆性，化学性良好，并具有很好的韧性和刚性。加工较容易，切削性良好，ABS 板用烤箱等设备恒温加热到 120℃变软后，即可通过模具进行冲压、挤压成型，可以与有机类材料综合使用，其粘接剂主要有三氯甲烷和 502 胶。三氯甲烷可溶 ABS，粘接强度高但所需时间长；502 胶为瞬间粘接剂，所需时间短但韧性不好，强度低。ABS 材料本身加工精度可达到很高，ABS 模型喷漆后，效果可与真实产品媲美，因此是制作各类模型和样机的较佳材料，亦称为仿真材料。

四、玻璃钢

玻璃纤维增强塑料(英文缩写 FRP,国内约定俗成地称为玻璃钢),是综合几种材料特性同时又能够形成新的特性的纤维增强复合材料。FRP 材料由筋材(玻璃纤维布、玻璃纤维毡)和基材(树脂,辅助材料)两大部分组成。主要应用于交通工具的外壳及建筑材料等的加工和生产,可通过各种模具手糊成型或喷涂成型,以手工成型制品为主。玻璃钢模型和产品的质量主要因模具的好坏而决定,制作精良的模型喷漆后也可达到以假乱真的效果,也可称为仿真材料。

五、模型辅助材料

①龙骨、填充类材料有泡沫板、模型板、化学木料、芯材。

②胶类有 502 胶、大力胶、建筑胶、苯板胶、玻璃胶、密封胶、三氯甲烷等化学溶剂,以及透明胶带、双面胶带、遮挡胶带等。

③漆类可分为硝基和醇酸两类,有自动手喷漆、汽车烤漆、树脂漆、聚酯漆等。

④修补用的材料有立德粉、红灰、原子灰等几种腻子。

⑤脱膜剂有液体脱膜剂和固体脱膜剂两类,液体脱膜剂包括:各类液体油脂、洗涤剂、聚乙烯醇溶液等;固体脱膜剂包括固体蜡、固体滑脂。

第三节 模型工具

模型基本工具有造型工具、度量工具、画线工具、模型平台、小型电动工具和设备等几类:

①造型工具有刀、锯、锉、钳、锤等几大类。

②度量工具有直尺、卷尺、三角板、蛇形尺、水平尺、高度尺、平行尺、直角座尺、游标卡尺、内卡规、外卡规、测量块等。测量工具的材料和规格与精度各不一样,可根据模型的大小和精度要求来选用工具,应尽量选择精度和质量高的度量工具,选用时应用精度更高一级的工具进行校核。

③画线工具有铅笔、油性记号笔、画针、画线台等。

④模型平台分两种,第一种平台是圆形的台面,台面底部固定有一条直立的螺丝杠,它与底座上的螺母相连,使台面既能抬高又可旋转,非常灵活方便,但精确性会差一些,适合雕塑较小的构思模型。第二种平台是长方形台面,台面上刻有标准的坐标格线,因此要求有较高的平整度,常用铸铁或厚钢板制成。雕塑台还可以安装可移动的、带有滑块和指针的龙门式支架,用以确定模型上任意点。

⑤小型电动工具和设备包括雕刻机、手电钻、角向磨光机、直向砂轮机、抛光机、平板砂光机、曲线锯、电圆锯、直钉枪、修边机、电刨和型材切割机等。

由于模型材料的加工手段不同,所以使用的造型工具及辅助工具的种类和规格也不尽相同,以下将分类详细介绍。

一、工业油泥模型工具

(1)油泥刀具

①油泥锉刀。粗削用工具,如图 2-5-3。

精品教学网 www.bzfxw.com 免费下载

②油泥刮刀。主要有直角油泥刮刀、三角刮刀、双刃油泥刮刀、精细单刃油泥刮刀、双头凹面削制刮刀、钢制造型修整刀、门缝导槽、窗面刮刀等。各种刀具因其不同的形状和材质，分别用于油泥模型不同阶段、不同精度要求、不同形态的刮削，操作时应充分利用刀具特点，灵活使用，如图 2－5－4。

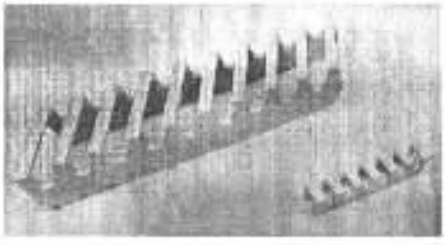


图 2－5－3　油泥锉刀

③油泥刮板。有橡胶刮板和钢制刮板两类，橡胶刮板是用于刮油泥成型模型的工具，贴膜时非常有用；钢制刮板是为增加油泥表面光滑度而使用的工具，如图 2－5－5。

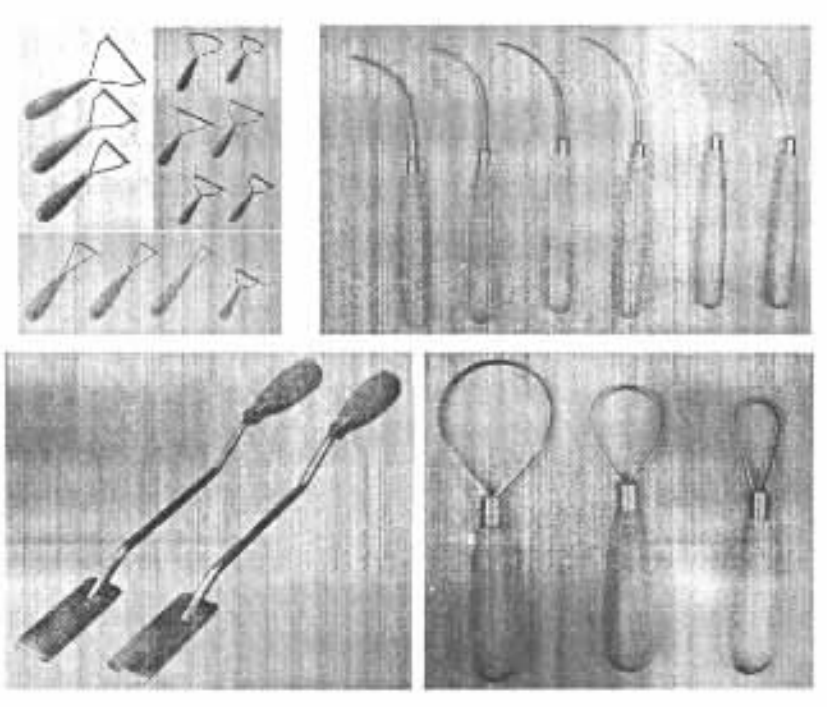


图 2－5－4　油泥割刀

(2)胶黏剂

①油泥胶带。主要有贴在油泥上的纸胶带、CP 胶带、贴在木头上的 VINI 胶带及用于表现金属效果的镀烙胶带和细条双面胶等。

②芯材专用黏接剂、强力定型喷胶、PEGALOCK 配对型瞬间黏合剂。

(3)辅助工具

①油泥模型薄膜。有黑、灰、红等颜色，透明和银灰色两种最常用。

②金属针束尺。装有金属针，沿模型形状移动即可得到简单的模型样式。

③深度规。用于测量深度。

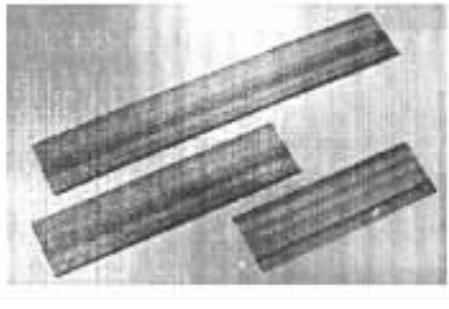


图 2－5－5　刮板

④预埋钢条。切削油泥大表面时，将钢条先埋进去作引物。

⑤蜡制粘条。预埋在油泥中，取出后就形成门缝或其他需要的缝隙。

⑥油泥烘箱。通过加温调节油泥的硬度。

⑦热塑成型机。（也叫小型加热油泥回收机）。

⑧专用清洁剂。用来清洁油泥模型，清洁后更易敷上新的油泥。氧化铝清污剂，能干净地去除粘于手上的工业油泥和油土等普通肥皂洗不了的污垢。

二、石膏模型工具

石膏模型造型工具如图 2－5－6 所示。

①钢锯条。双面都可用来刮削石膏，也可作细部雕刻。

②木工刨刃、凿子。用于凿削大的形体。

③木锉（注 湿石膏加工时不可用）。

④各类雕刻刀。

图 2－5－6 石膏工具

三、ABS 模型工具

（1）ABS 模型造型工具

①刀。用于裁切 ABS 板，有裁纸刀和钩刀两种，用裁纸刀在 ABS 板上划出浅痕即可将 ABS 板沿痕迹掰开，较省时且效果好。

②锉。用于修整 ABS 模型的线面及形体，有铁锉、金刚砂锉两种，其截面形状又有矩形（板锉）、三角、半圆、圆形、异型等多种，其中板锉和半圆锉最为常用，应按照用途来选择不同尺寸规格。

③钳。用于掰开较厚的 ABS 板和固定 ABS 模型工件，有尖嘴钳、平口钳、虎台钳等几种。

（2）ABS 模型小型电动工具和设备

①电动砂轮机。主要用来打磨已压成型 ABS 板的褶皱部分。不可磨木材和石膏。

②介铝锯。可切割截面较小的 ABS 棒、ABS 管、塑钢、铝合金等型材。

③精雕机。可通过 CAD，CAM 辅助设计对 ABS 板、有机玻璃板、雪弗板、木板、金属板、理石板进行加工，尤其适合加工 ABS 板形体和木制龙骨，对模型制作精度和效率的提高大有作用。

④恒温烤箱。是加热 ABS 板、有机玻璃板的专用设备，温控范围应在 0～200℃，ABS 板加热变软温度为 120℃，有机玻璃板加热变软温度为 160℃，也可按照 ABS 板和有机玻璃板的厚度及所压形体的曲度大小来适当调节设定烤箱的温度，原则是板越厚、形体曲度越大烤箱温度应越高。

四、玻璃钢模型特需的主要工具

（1）称量工具

用于称量各种原料配比和制品质量，通常需要称量 5kg 的台秤和与其配套的 100ml，250ml 等玻璃量杯若干只，在使用量具时要采取一定措施避免粘上树脂，否则会影响精度。

（2）调和容器

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

用于调和树脂、固化剂和促进剂，主要有杯、桶、盆，可选用塑料、金属、纸制容器但不能使用聚苯乙烯泡沫塑料容器及蜡制容器。容器使用时必须清洁，尽量选用一次性容器。

(3)抹滚压工具

①板刷。用于涂刷树脂，可选用一次性廉价的板刷，其规格有多种，应按照用途来选择不同规格。

②压轮。用于赶压出树脂中的气泡，有铝制和钢制，适用于短切玻璃毡等材料，常用滚压轮的规格和形状有多种，应按照用途来选择不同规格和形状。

③灰刮刀。用于树脂油灰的制取和填充。

④橡胶或塑料刮板用于刮去玻璃布、粗纱上多余的树脂，这样可增加玻璃钢的强度，橡胶刮板还可使树脂迅速分散并可赶出树脂中的气泡。

第四节　汽车油泥模型制作

汽车油泥模型制作开始于20世纪二三十年代，当今仍然是车身开发过程中重要的一环。油泥模型即可作为设计方案，直观地表现设计的三维形态；也可以进行实际方案的调整、评估选型和测试；还可用以制作生产用的模具的依据。

一、缩比模型制作

缩比汽车油泥模型的制作过程大致可分为制作龙骨、敷油泥、修正油泥模型、细部精修、涂饰等几个步骤。

(1)制作龙骨

因为油泥有很强的热塑性和较大的密度，所以要有一个龙骨支撑才能保证油泥模型完成后不变形。龙骨一般采用木方和木板钉制而成，俗称木胎。比例模型龙骨可用高强度的发泡材料或化学木料来制作，因其加工方便而逐渐代替木龙骨，使用发泡材料或化学木料按照模型图纸设计制作龙骨，原则是龙骨应比模型实际尺寸小一些，留出适当的塑造厚度来敷油泥，厚度一般为10～20mm，厚度要尽量小一些。龙骨即便做大了还可很方便地将其修掉，制作龙骨时还应按照车模图纸的轴距和轮距及车轮直径留出车轮位置，并预埋好车轮支架。

(2)敷油泥

①准备工作。把小块的油泥用烤箱加热到适当的软度，直到可以轻松塑型为止。将所用的各种用具，如三角刮刀先磨一下，把钢片上的蓝色保护层刮掉。

②为了保证所敷油泥均匀，在车模周围先确定一个角度，从车顶开始朝一个方向用拇指或手掌将油泥敷在龙骨上，然后用食指内侧面向回刮平刚刚推过去的油泥，用两只手反复操作。油泥不宜太薄或太厚，要一边敷油泥一边看图纸，在龙骨表面形成一层薄厚均匀、厚度符合要求的油泥。用深度尺测量所敷各个部位油泥的深度，适当增减油泥厚度，如图2－5－7。

图2－5－7　在基础骨架上敷油泥

③注意事项：第一层油泥要尽量薄，而且推时一定要用力，尽量不要让油泥与龙骨间产生气泡。推油泥时一定要用拇指或手掌，而不要用其他手指，因为用其他手指推出来的油泥会起伏不平，敷第二层油泥时会有杂物混

入。车侧面及轮胎处的油泥要十分用力推，否则时间一长油泥会从龙骨上脱落下来。

(3)制作车顶

①确定三视图上车身最高处平面坐标位置，然后用直角尺在方形平台上找出油泥模型的相应坐标位置，刻画横纵坐标线，线交叉的地方就是车模最高点。

②调整高度尺的高度，使其与图纸上最高点的高度一致，再将其放在垂直于油泥模型最高点处，观察油泥模型高度与高度尺间的距离，高出的部分用刮刀刮掉，高度不够的地方再补上油泥，在确定好关键点的位置和高度都准确无误后，用油性白色广告颜料在最高点上画线做记号。

③注意事项：由于油泥是油性的，颜料在油泥上容易脱落，所以在颜料里面要加入水和洗洁精，使其变得更黏。

(4)制作车头

①在图纸上量取车头形体转折较大处的坐标高度，然后在油泥模型上刻画出相应的水平线以确定车头水平高度。

②将与车头大小相当的透明塑料薄板附在图纸顶视图上，用黑色不干胶条(粗 2mm)沿车头的顶视图形状贴上，然后把塑料薄板用双面胶粘在方形平台上相应的坐标位置，观察油泥模型上曲线与塑料薄板上的黑色不干胶条曲线是否相对，再增减油泥，使油泥与薄板曲线尽量完全吻合，然后再用座尺沿塑料薄板曲线运动来刮掉多余油泥，可以得到较精确的车头曲线，如图 2－5－8。

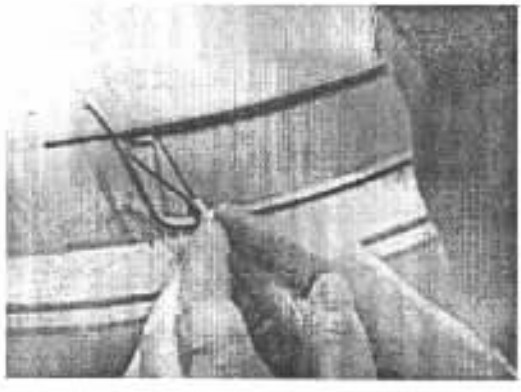


图 2－5－8 车头的制作

③注意事项：在增加油泥的时候要小心，不要加得太厚，因为油泥硬的时候不太容易刮下来。如果已经加厚了，就用刀削下多余的油泥，并且比所需尺寸多削去一些，再用少量热油泥补上，这样就容易往下刮了。在贴不干胶的时候一定要准确无误，否则将影响到车模的整个造型效果。

(5)制作车身两侧

①在顶视图中找出车身两侧最突出的线。如果这个部位不是水平的，可以分别量出最高点和最低点，再在车身上连接刻划这两点。用与制作车头同样的方法做出车身的框架。

②一般要先刮车窗位置的油泥，如图 2－5－9，其他部位用确定好的车窗位置作参照，确定周围大框后再刮其他部位。选几个对车身形体起关键转折的地方，做个透明模板，使模板的一边正好与这些地方的剖线相反。用这个模板在车模上检测油泥模型的侧面形体是否准确，少的部分在模板剖线的位置先补一条油泥，再在准确车模剖线的位置画广告色，以免刮掉，然后在其

图 2－5－9 车身两侧的制作

图书馆分享网 www.tushuguxw.com 免费下载

他缺油泥的地方补油泥，手法与第一部分敷油泥的手法相同。油泥多的部分要用三角刮刀或其他刮刀刮掉，一边检测一边刮，直到形体数据准确为止。

③先做车身的一半，再用纸复制下这一半的形体展开图，把图纸贴到另一边，按照图形用刀在油泥上刻划出痕迹，刮另一半，要善于用模片刮出准确的车形。最后用钢片反复地刮车模表面，使其光滑、平整。刮的时候要用力均匀，而且要按顺序刮。

④注意事项：用测量工具（如座尺、模片等）重检查形体是否准确。在已经确定正确的部位要及时地用不干胶条框起来，以免在处理其他地方的时候遭到破坏。每一辆车都有它自身的特点，要仔细观察汽车的效果图，主要看形体曲面及细部特征。要多关注车身曲面和车给人的感觉。多找一些对形体上有重要作用的关键点（如最高点）和剖面模片，模片和关键点越多模型就越精确。千万不要把做记号的颜色刮掉，如果刮掉记号，那么刮形体时就没有参照，颜色记号也就失去了意义。选择不同的造型工具以适合不同形体的需要。保证所用工具的锋利和整洁是很重要的，脏的工具会使车模的表面出现划痕，以至于还得重新补上油泥，所以要经常地及时清除掉工具上的油泥或者更换新的工具。刮的时候要用力均匀，而且要按顺序刮。

（6）油泥的细部处理

①边界部分的处理方法。首先用刀在车模上画出精确的交接曲线，再用三角刮刀沿曲线刮掉多余的油泥，然后再用大的钢片沿曲线刮平油泥，直到形体准确为止。

注意事项：要轻轻地、小心地刮油泥，不要刮到曲线外面去，也不要造成欠刮。用钢片刮的时候要纵、横、斜三个方向反复地刮，以免跑形。

②车轮部分的处理方法。车轮的形体是整个模型的比较难的地方，要借助透明模片才能把形体弄得准确。

注意事项：有的地方用尺量是不精确的，所以要仔细看效果图，用感觉去找形。

③修理比较窄的部分。先确定两边形体已经准确，再用不干胶条在准确的部分沿转折线粘上，留出要修理的部分。用三角刮刀沿不干胶条修理形体。

注意事项：不干胶的线条要流畅优美。

④车窗的处理方法。在车窗坐标的位置放两个座尺，使座尺平行于模型，再用长直尺连在座尺两端相同刻度的位置（稍高于模型），用刀沿直尺在模型上轻轻地刻画，这样就得到车窗在模型上的准确位置了。在划痕处，沿车窗的内沿和外沿分别用不干胶条粘上，留出缝隙，压实胶条，在缝隙处再用圆规尖划痕，找出最准确的点，以这一点为基准，用测量工具检查划的线是否对称。最后用刮刀刮出车窗形状。

注意事项：一定要保证车窗高度、坐标位置、形状的对称。

⑤车身凹槽的做法。把不干胶条埋在车身有凹槽的地方，埋的深度正好与凹槽的深度相同，当不干胶条被拉出来的时候，上面的油泥就会被带出来，凹槽就基本完成了。接下来就是修理凹槽的边缘。

注意事项：不干胶条的长度要长出凹槽一些。

⑥油泥车膜的涂饰。油泥车身制作完成后，对表面处理可采用喷漆或贴膜等手法进行装饰，其中贴膜较为常用。操作方法是：先将油泥专用薄膜放入水中，掀下背胶后，贴于车膜相应位置，用橡胶或塑料刮板把薄膜下面的空气刮出来，同时按照一定的方向刮，使薄膜紧贴于车身形体之上。此步骤要求特别精心、细致。才能使车模锦上添花，效果逼真。最后将事先制作好的车轮安装在车身上，这样一辆精美的油泥汽车模型即告完成。

以上这些制作技法比较适合做小比例的油泥模型，它们都是制作油泥模型的方法中最常

用的，也是必须掌握的。

二、全比例模型制作

全尺寸模型即 1:1 油泥模型是汽车造型设计定型的最后步骤。在全尺寸油泥模型制作过程中，全部造型设计的构思已与准确的车身布置尺寸统一融会成车身的全部表面。车身的主要控制尺寸是制作全尺寸油泥模型必须严格遵循的。车身的外表面覆盖件之间间隙都必须准确而光顺地表现清楚。造型设计人员要与机械设计人员协商确定最终的车身表面形状，最终的技术设计、绘制图纸、制定有关生产所需的技术文件均以全尺寸模型为依据。

制作全尺寸油泥模型必须在有坐标线刻度的平台上进行，并且在平台周边（两侧）装有蛙式坐标测量仪，以测量模型尺寸。保证整车机构布置与车身表面覆盖件之间必要的间隙，确保汽车底盘、发动机等刚性固定机件在行车时不致与车身内板件碰刮，设计时保证在机构与表面之间留出 25 ~ 30mm 间隙。图 2 – 5 – 10 所示为全尺寸模型的制作情况。

(a) 内模型　　(b) 外模型

图 2 – 5 – 10　全尺寸模型

为了更逼真，全尺寸油泥模型的车轮一般都用真实车轮，因为车轮和轮胎的形状和尺寸对造型效果影响非常大。车身附件、手柄特别是车灯一定按真实样件做成，它们对全尺寸模型影响也极为重要。曲面玻璃在全尺寸模型定型之后，其尺寸和形状才能最后确定。为使模型逼真，可将曲面玻璃部分涂上浓重色或敷上塑料薄膜，有如车内光线暗时的窗口玻璃的效果。

三、全尺寸内部模型

全尺寸内部模型也称“内饰模型”，简称“内模型”，是设计车厢内部造型和室内装备环境的定型模型。要求它与全尺寸模型协调一致，所表达的车身内外尺寸和形状必须完全一致，否则结构设计和制作将无法进行。内部模型和装备应用真实材料制作，比较真实地表达乘车时的环境状态与质感。最终验证内部空间的人机尺寸、乘坐的舒适性和驾驶操作的方便合理性。

内模型包括：仪表板、副仪表板、座椅、顶篷、车窗、门护板、地板（地毯）、扶手、转向盘、靠枕、脚蹬、操纵机械、室内照明及安全措施等。为使主要部件的模型制作方便，仪表板、副仪表板、门护板及座椅等往往都是独立制作的，并最后组装成内饰全部形状，这一部分在内饰设计中有相关的论述。

内部模型的各部分控制尺寸要严格遵照胶带图布置中验证过的数据，特别是仪表板及操纵机构部位。内模型既要考虑造型效果，又要把人机工程理论和人们实际乘坐情况结合起来

试读结束：需要全本请在线购买：www.ertongbook.com

最后检验核定，如图 2－5－11。

图 2－5－11　通过实际乘坐验定内部模型控制尺寸

第五节　汽车石膏模型制作

汽车石膏模型制作因其形态稳定、材料成本低廉、加工难度适中、并可作为仿真材料汽车模型的模具等优点，在汽车模型的制作中扮演着重要角色，尤其适合高等院校工业设计专业学生的设计制作使用。一类是通过其他汽车模型来翻制石膏汽车模型；另一类是直接在大于汽车模型尺寸的石膏块上进行雕刻塑形。

一、通过其他汽车模型来翻制石膏汽车模型

是指将其他材料所制作出来的模型通过翻模来得到所需形状的石膏模型。具体方法：先确定翻制原型最少需要开几片模具（在不影响开模的情况下，所分片数越少越好），然后将原型均匀地涂抹脱模剂，用石膏翻制出原型的模具（开模角度不小于 7°，否则不利于开模）。应在模具的适当位置留有浇铸孔和排气孔，两片模吻合面之间应做出相应的凹凸，以便于模具之间的相互啮合。待模具干固后在模具的表面均匀地涂上脱模剂，再将模具拼合。这时就可以将事先调好的石膏浆从浇铸孔中灌入，确保模具中没有空隙为止。等到浇铸的石膏达到一定强度后，小心地去掉模具，即可得到所需的石膏汽车模型。

二、石膏汽车模型雕刻制作

（1）石膏坯的制作

制作方法大体与油泥坯的制作方法相同，但要注意的是，最好不要用木制龙骨，因为石膏含有大量的水分会使木材软化、膨胀、变形，从而影响到石膏模型的效果。石膏坯最好选用一些不吸水、不与石膏发生反应的硬质材料，如：发泡材料、硬质材料或化学木料。

（2）石膏模型的雕刻

石膏模型的雕刻也是一个重要环节，因为在 ABS 板压型时会经常用到石膏模型，所以掌握好石膏雕刻是非常必要的。石膏雕刻的方法与油泥的雕刻方法大体相同，但与油泥相比较，石膏的优点是价格便宜、耐热、不易变形，而且也比较美观；缺点是工作量较大，而且不易补贴和修改。应注意对比石膏与油泥的不同特点来采用相应的方法。在石膏模型接近完工时，应在其干透后用细砂纸打磨修饰，则效果更佳。最后在模型的表面也可以喷涂各种有色漆进行装饰。

第六节 汽车仿真材料模型制作

仿真材料模型是指利用具有仿真效果的材料如 ABS 和玻璃钢来制作的模型，仿真材料主要有 ABS、玻璃钢、有机玻璃、金属箔、木材等。目前最主要的制作汽车仿真模型的材料是 ABS 和玻璃钢。

一、ABS 汽车模型制作

(1)制作石膏模型

将石膏模型雕刻成所需的形状，把石膏模型用细砂纸打磨平整光滑。其尺寸要比实际完成模型尺寸小一个 ABS 板的厚度。

(2)压制成型

将 ABS 板放入烤箱中加温软化，等到 ABS 板达到所需的软度时迅速从烤箱中取出，放在石膏模型上用力拉 ABS 的边沿(下拉力度应掌握好，不可过轻也不可过重)，同时另一个人用软布迅速赶压 ABS 板与石膏模具的重合部分使其成型，保持压力一段时间待 ABS 板冷却变硬时方可从石膏模型上取下。由于汽车车身大部分以曲面为主，压制出的模型好坏将直接影响到整个汽车模型的最终效果。

(3)修整

将压制好的 ABS 板模型用刀、锉、砂轮等工具进行修整，达到满意的效果。

注意：有些不需要压模或无法压模的地方可直接用锉或其他工具制作出来。

(4)拼装

将做好的各个部件用 502 胶、三氯甲烷或其他黏合剂黏合起来即可。ABS 与有机玻璃之间的粘接所用的黏合剂与 ABS 的黏合剂相同。要注意的是粘接时应特别细心。两个零部件之间的接合缝隙要尽量小，在拼装粘接的同时应注意各部件的先后顺序。粘接完毕后要用细砂纸磨去胶痕，以免影响喷漆的效果。

最后，将制作好的 ABS 汽车模型壳体与事先准备好的底盘和车轮进行组装，也可加入内饰以达到以假乱真的效果。

二、玻璃钢汽车模型制作

玻璃钢是制作汽车模型的常用材料，由于玻璃钢材料的特点比较适合翻制，所以玻璃钢汽车模型的制作需要有石膏或其他模具，其石膏模具的制作与石膏汽车模具的制作方法相同。石膏模具制作完成后要等石膏模具完全干透后才能翻制(因为石膏中含有水分，会不利于玻璃钢的固化和影响制作效果)，将脱模剂(最好是聚乙烯醇溶液)均匀地喷涂于模具表面，而后可进行手工糊制或喷涂玻璃钢制取玻璃钢模具。由于玻璃钢本身有收缩和变形的性质，所以在拼装时可适当地进行加固调整。玻璃钢汽车模具的打磨、喷漆、组装工序与 ABS 汽车模型的工序大致相同，但也要根据其材料的不同特性探索更好的方法。如果能够熟练掌握玻璃钢的材料特性及加工工艺，同样能够制作出效果逼真的汽车模型。

通常制作一个汽车模型需要 1～3 个月的时间来完成，在制作过程中要有很强的耐心，而且要善于动脑，不断掌握新材料、新工艺，并积累经验，不断研究改进制作方法，以适应不同的要求。做汽车模型是一件有意义、有成就感而又十分有趣的工作，随着科学技术的不断发展，相信会有更先进的制作工艺和检测手段使我们的工作更轻松、更高效。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

第六章　汽车色彩设计

第一节　色彩的基本知识

我们生活在一个五彩缤纷的世界里，对于每个视力健全的人来说，大都能正常地观察色彩和感受色彩。但是，“什么是色彩？”这个问题如同“什么是空气”一样，对于一般人来讲，其概念是模糊的。可能很少有人细细想过。白天阳光灿烂，色彩纷呈，一旦夜幕降临，我们眼前的所有色彩便随之消失，什么也看不见了。这是为什么？这是因为只有在光线的照射下，人们才能看到色彩。根据这种现象继续研究表明：人感知色彩必须具备三个要素——光线、物体、眼睛。没有光就不能感知色彩；没有物体就没有感知色彩的对象；没有正常生理构造的眼睛，就不能准确感知甚至无法感知色彩。

一、可见光谱

光是属于一定波长范围内的一种电磁辐射。电磁辐射的波长范围很广，最短的如宇宙射线，其波长只有 $10^{-14} \sim 10^{-15}$m。最长的，如交流电，它的波长可达数千米。在电磁波辐射范围内，只有 380～780nm（$1nm = 10^{-9}m$）波长的电磁辐射能引起人们的视觉，这段波长叫做可见光谱，如图 2－6－1。

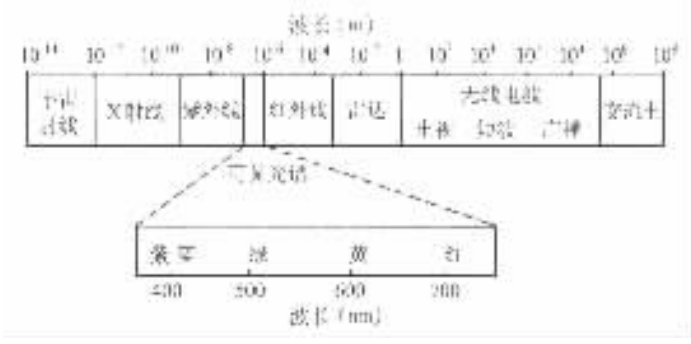


图 2－6－1　电磁辐射波范围及可见光谱

电磁波的振动频率与波长成反比，可见光谱中红色一端的长波每秒振动 400×10^{12}次，紫色一端的短波每秒振动 800×10^{12}次。在电磁辐射范围内，还有紫外线、X 射线、γ 射线以及红外线、无线电波等。可见光、紫外线和红外线是原子与分子的发光辐射，称为光学辐射。X 射线和 γ 射线等是激发原子内部的电子所产生的辐射，称为核子辐射。电振动产生的电磁波辐射称为无线电波。

这些范围广泛的电磁辐射都具有共同的电磁特性——在真空里以相同的速度传播，能呈现干涉和衍射现象。电磁辐射是麦克斯韦首先从理论上预言的，以后由赫兹在实践中予以证

实。

对于人来说，能为眼睛感受并产生视觉的光学辐射称为可见辐射；不能为眼睛感受，而且不产生视觉的光学辐射称不可见辐射。因而，光学辐射可进一步分为可见辐射和不可见辐射。来自外界的可见光辐射刺激人的视觉器官，在脑中产生光、颜色、形状等视觉印象，而获得对外界的认识。不可见辐射刺激眼睛时不能产生视觉，而作用在皮肤上有时会产生其他感觉。如紫外线产生痛感，红外线产生灼热感。严格地说，只有那种能够被眼睛感觉到的，并产生视觉现象的辐射才是可见光，简称光。光这个词有时也被借用来表示一部分不可见辐射，如红外或紫外光谱、红外或紫外激光、X 光等。可见光谱的波长范围在 380 ~ 780nm 之间，波长小于 380nm 的辐射是紫外线；大于 780nm 的辐射是红外线。在特殊情况下，人眼感受范围可以扩大到红外线和紫外线部分。在实验室内的测量表明，用高能量辐射照射眼睛，视觉范围可以扩大到 312.5nm 的紫外线一端及 1150nm 的红外线一端。在可见光谱范围内，不同波长的辐射光引起人的不同颜色感觉：700nm 为红色，580nm 为黄色，510nm 为绿色，470nm 为蓝色，不同波长光波的折射系数不同。

人们过去一直认为太阳光是无色的，直到牛顿在暗室里引入阳光，让光线通过三棱镜投射到屏幕上，在屏幕上有秩序地呈现红、橙、黄、绿、青、蓝、紫七种色彩组成的色带，称为色散现象，从而证明太阳光是由不同波长的光波组成的，为色彩学奠定了科学的基础。单一波长的光表现为一种颜色，称为单色光，如图 2－6－2。

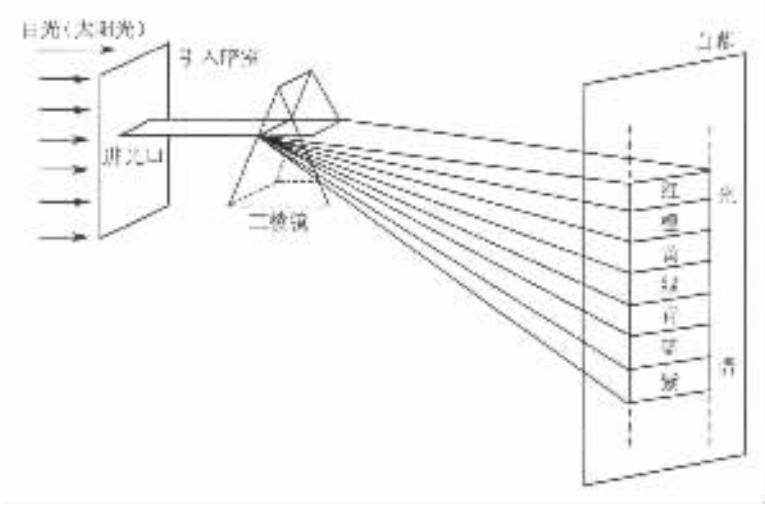


图 2－6－2 可见光谱示意图

二、色的分类

千变万化、丰富多彩的颜色可以分成两大类：无彩色系和有彩色系。

(1)无彩色系

无彩色系是指白色、黑色和由白色黑色调和形成的各种深浅不同的灰色。无彩色按照一定的变化规律，可以排成一个系列，由白色渐变到浅灰、中灰、深灰到黑，色度上称此为黑白系列。黑白系列中由白到黑的变化，可以用一条垂直轴表示，如图 2－6－3，一端为白，一端为黑，中间有各种过渡的灰色。纯白是理想的完全反射的物体，纯黑是理想的完全吸收的物体。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

可是在现实生活中并不存在纯白或纯黑的物体(氧化镁反射率是97%,锌白93%,硫酸钡92.6%,黑色天鹅绒吸收率为98%),颜料中采用的锌白和铅白只能接近纯白,煤黑只能接近纯黑。无彩色系的颜色,只有一种基本性质——明度。他们不具备色相和纯度的性质,也就是说它们的色相和纯度在理论上都等于零。色彩的明度可用黑白度表示,愈接近白色,明度愈高;愈接近黑色,明度愈低。黑与白作为颜料,可以调节物体色的反射率,使物体色提高明度或降低明度。

(2)有彩色系(简称彩色系)

彩色是指红、橙、黄、绿、青、蓝、紫等颜色。不同明度和纯度的红、橙、黄、绿、青、蓝、紫色调都属于有彩色系。有彩色系的颜色具有三个基本特性:色相、纯度(也称彩度、饱和度)、明度。在色彩学上也称为色彩的三要素或色彩的三属性。

图2-6-3　明度色标

①色相。是指能够比较确切地表示某种颜色色别的名称。是有彩色的最大特征。如玫瑰红、桔黄、柠檬黄、钴蓝、群青、翠绿……从光学物理上讲,各种色相是由射入人眼的光谱成分决定的。对于单色光来说,色相的面貌完全取决于该光线的波长;对于混合色来说,则取决于各种波长光线的相对量。物体的颜色是由光源的光谱成分和物体表面反射(或透射)的特性决定的。

②纯度。是指色彩的纯净程度,也称彩度或饱和度。它表示颜色中所含有色成分的比例。含有色成分的比例愈大,则色彩的纯度愈高;含有色成分的比例愈小,则色彩的纯度愈低。可见光谱的各种单色光是最纯的颜色,为极限纯度。当一种纯度相对高的颜色掺入黑、白或其他颜色时,纯度就产生变化。当掺入的颜色达到很大比例时,原来颜色的纯度就会下降。当然这并不等于说在这种被掺和的颜色里已经不存在原来的色素,而是使原来的色素被同化,人的眼睛已无法感觉出来了。

有色物体色彩的纯度与物体的表面结构有关。如果物体表面粗糙,其漫反射作用将使色彩的纯度降低;如果物体的表面光滑,那么,全反射的作用将使色彩比较鲜艳。

③明度。是指色彩的明亮程度。各种有色物体由于它们的反射光量不同,同一种颜色在强光照射下显得明亮,在弱光照射下显得较灰暗模糊;同一颜色加黑或加白相调以后也能产生各种不同的明暗层次。每一种纯色都有与其相应的明度。黄色明度最高,蓝紫色明度最低,红、绿色为中间明度。色彩的明度变化往往会影响到纯度,如红色加入黑色以后明度降低了,同时纯度也降低了;红色加入白色则明度提高了,纯度却降低了,如图2-6-4。

图2-6-4　有彩色与无彩色的明度对照

有彩色的色相、纯度和明度三特征是不可分割的,不存在只有色相而无纯度和明度的色彩。因此,在认识和应用色彩时,必须同时考虑这三个因素。

三、色彩的混合

人们常常对色彩的混合比较容易认识。比如：红色与蓝色相混合可得到紫色，红色与黄色相混可得到橙色，黄色与蓝色相混可得到绿色。但是，对于色光的混合就比较难以理解，特别是对于初学者，他们往往将色光的混合和色料的混合混淆起来，误认为红光与绿光相混合所得到的应是黑色，很难理解红光与绿光的混合产生的是黄光。殊不知，色料的混合与色光的混合各有其不同的规律。

在色彩科学理论的研究过程中，色彩学家通过对色彩的混合规律进行长期的探索和研究，进行了大量的色彩实验加以验证，终于发现，每一种色彩的形成，不仅有其相应的波长的光（同色同谱），而且还有同色异谱现象的发生，即同一色彩，除了单一光谱以外，还可以用不同波长的光混合产生。所有的颜色都可以由几个基本的颜色混合产生，从而奠定了三原色（三基色）的理论基础。

(1)三原色说

在美术设计工作中，需要用到多种不同的色彩，而这些色彩是由几种基本颜色，按不同的比例调混出来的，那么，哪些颜色是调不出来的？人们研究发现，有三种基本颜色中的任意一色不能由另外两种基本色混合产生。这三种基本色称为三原色（或叫三基色）。人们发现三原色的混合能出现无穷的色彩变化，进而产生了色彩的混合理论。色彩的混合分为加色法混合和减色法混合。

(2)加色法混合

从物理光学实验中得出：红、绿、蓝三种色光是其他色光所不能混合出来的，而这三种色光可以不同的比例混合出自然界几乎所有的颜色。红、绿、蓝三原色光的标准波长分别为700nm，546.1nm，435.8nm。其混合规律如图2－6－5。

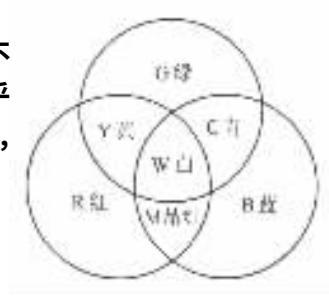


图2－6－5 加色法混色图

从加色法混色图中可以得出：

红光＋绿光＝黄光

红光＋蓝光＝品红光

蓝光＋绿光＝青光

红光＋绿光＋蓝光＝白光

如果改变三原色的混合比例，还能得到其他不同的颜色。如：红光与绿光按不同比例混合可得品红、红紫、紫红；蓝光与绿光按不同比例混合可得绿光蓝、青、青绿。如果蓝光、绿光和红光按不同比例混合，还可以取得更多的色光，一切色光都可以用加色法混色得到。

加色法混合是色光的混合，其亮度等于各色亮度的总和。因此，随着不同色光混合量的增加，色光的明度也逐渐提高，全色全混合最后可趋于白光。

加色法混合色效果是由人的视觉器官来完成的，因此是一种视觉混合。

加色法混合产生色光变化的规律是：

①两个相邻的单色光混合时，可得出其两个色光的中间色光，如红光与橙光相混得出红橙色光；红光与紫光相混得出红紫色光。

②在色环上间隔一个色的两色光相混，如红光与橙光相混，橙光与黄光相混，所得出的色光为其中间色光，混合色光的亮度等于各色光亮度的总和。

③在色相环上间隔距离较远的两色光相混合，其结果也相当于两个色光的中间色光，如红

根据学习需要整理 www.docin.com 免费下载

光与黄光相混得出橙黄色光；黄光与青蓝色光相混得出淡绿色光；绿光与青紫色光相混得出淡黄色光等。如果两色光间隔三个色光以上时，混出的色光仍为中间色光，色光亮度提高，但色光的纯度却降低。如橙色光与黄绿色光相混得出的黄光要比红光与绿光混合得出的黄光纯度高。

④在色环上，凡是相对的两个补色光相混，如红光与青绿色光相混，其结果均为白。换言之，凡两个色光相混能产生白光，那么，这两个色光一定是互补关系。互补关系的两个色光相混再与第三个色光相混时，第三色将变为淡色，它等于一个色光混合白光的结果。由光学实验得到的两个色光混合的结果，如表 2－6－1。

表 2－6－1　两个色光混合的结果

色光	红	橙	黄	黄绿	绿	青绿	青
紫	紫红	暗红	淡红	白	淡绿	天青	蓝
蓝	暗红	淡红	白	淡绿	天青	天青	
青	淡红	白	淡绿	淡绿	青绿		
青绿	白	淡黄	淡绿	绿			
绿	淡黄	黄	黄绿				
黄绿	金黄	黄					
黄	橙						

(3)减色法混合

各种有色物体(包括色料)之所以能显色，是因为物体对光谱中色光有选择吸收和反射的作用。所谓“吸收”，也可以说是减去的意思。印染的染料、绘画的颜料、印刷的油墨等色料的混合或透明色的重叠都属于减色混合。当两种以上的色料相混合重叠时，白光就必须减去各种色料的吸收光，其剩余部分的反射色光混合结果就是色料混合或重叠产生的颜色。黄颜色之所以呈黄色，是因为它吸收了蓝光，反射黄光的缘故；青颜色之所以呈青色，是因为它吸收红光反射出青光的缘故。如把黄与青两种颜料混合，实际上是它们同时吸收蓝光和红光，余下只有绿光能反射，因此呈绿色。

根据减色法混合原理，品红、黄、青三原色在色彩学上称第一次色，也称原色；把两种不同的原色相混称第二次色，也称间色；将间色与原色相混或间色与间色相混称第三次色，也称复色。因为三原色以一定比例调和，可以得到近似黑或深灰色，所以任何一种原色与黑(或灰)相调和也能得到复色，如图 2－6－6。

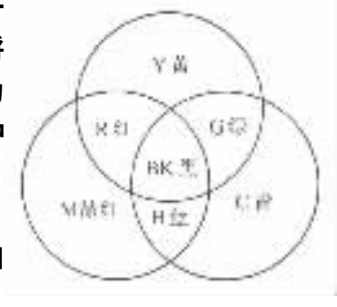


图 2－6－6　减色法混色图

从减色法混色图可以得出：

品红＋黄＝红(白光－绿光－蓝光)，相当于白光减去品红和黄的补色光绿光和蓝光，余下为红光。

青＋黄＝绿(白光－红光－蓝光)，相当于白光减去青和黄的补色红光和蓝光，余下的为绿光。

青＋品红＝蓝(白光－红光－绿光)，相当于白光减去品红，青和黄的补色绿光、红光、蓝

光、无色光可反射，故为黑色。

减色法与加色法混合，从光的吸收与反射来看，其规律是一致的，仅仅是混合的方式不同而产生的不同视觉效果。

减色法混合的色彩变化规律是：

①色相环上两个相邻色相混，得出两个色的中间色。

②非相邻的两个色相混合，仍得出两个色的中间色，其明度为二色的中间明度，间隔越远，混出的色其明度就越低。

③互为补色的两个色相混得出黑浊色。在人工混合的过程中，因为视觉估计的局限性，难以确定互补色的准确比例，所以其混色得出的色往往倾向于某一方的色光。

④在色相环上，凡间隔距离较近的两色相混，得出的第三色纯度相对高；凡间隔距离较远的两色混合，得出的第三色纯度逐步降低。由此可见，欲调出较鲜明的色，就应选择邻近或类似色相混合。

四、表色体系

表色体系是指色彩的三要素——色相、明度、纯度，合理地配置成三维立体的形状，称其为色立体。色立体的中央垂直轴采用无彩色白、黑系列的明度等级，白色在顶部，黑色在底部。颜色样品离开中央轴的水平距离代表纯度变化，中央轴上的色彩纯度为零，离开中央轴愈远，纯度愈高。色立体的水平剖面形成色相环，代表各种色相所在的位置，如图 2－6－7。

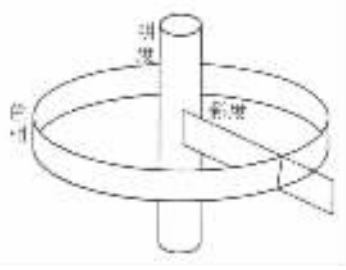


图 2－6－7 色立体结构图

(1)孟塞尔色系

孟塞尔——美国色彩学家，他把色相、明度、纯度这些单一的色彩要素综合起来，用数码序列形式表现这三个方面的属性，创造了近于球状的三维空间结构的表现模式，从而较好地解决了对色彩的识别和表示，较为严密和科学地解决了色彩管理问题。目前国际上已广泛采用孟塞尔颜色系统作为分类和标定表面色的方法。

孟塞尔颜色立体的中心轴代表无彩黑白系列的明度等级，称孟塞尔明度轴，如图 2－6－8。

它把亮度因数等于 10 的理想白色定为 10，将亮度因数等于 0 的理想黑色定为 0，这样，孟塞尔明度值共分成 0～10 共 11 个感觉上等距离的等级。每一明度值都对应于在日光下颜色样品的一定亮度因素，在实际应用中只有明度 1～9。

一块颜色样品离开中央轴的水平距离表示其离开中性灰的程度。纯度也分成许多视觉上等差的级别，各颜色的最大纯度是不一样的，个别颜色的纯度可达 14。表 2－6－2 中列出了各种颜色所达到的最高纯度。

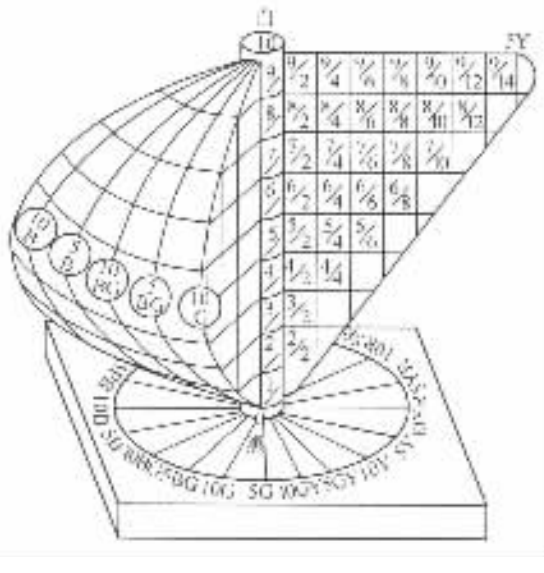


图 2－6－8 孟赛尔颜色立体示意图

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

表 2－6－2　孟赛尔色系中各种色相的最高纯度

色　相		明　度	纯　度
红	SR	4	14
橙	5YR	6	12
黄	5Y	8	12
绿黄	5GY	7	10
绿	5G	5	8
蓝	5B	4	8
蓝紫	5PB	3	12
紫	5P	4	12
红紫	5RP	4	12

任何颜色都可以用色立体上的色相、明度值和纯度这三项坐标进行标定，并给予一定的标号。标定的方法是先写出色相 H，然后写明度值 V，在斜线后为纯度 C（即：HV/C）。例如：一个 10Y8/12 标号的颜色，它的色相是黄（Y）与绿黄（GY）的中间色，明度值是 8，纯度是 12。同时，从这个标号可知，该颜色是比较明亮的，具有高纯度的颜色。

对无彩色的黑白系列中性色用 N 表示，在 N 后面，给出明度值 V，斜线后面不写纯度（即：NV/）例如明度值等于 5 的灰写作 N5/。对于纯度低于 0.3 的黑、灰、白色通常标定为中性。

图 2－6－9 为重叠于明度轴的平面剖切色立体而得到的明度 5 的不同纯度的各种色彩名称。图中标出了明度 5，纯度最高的各种色彩名称。

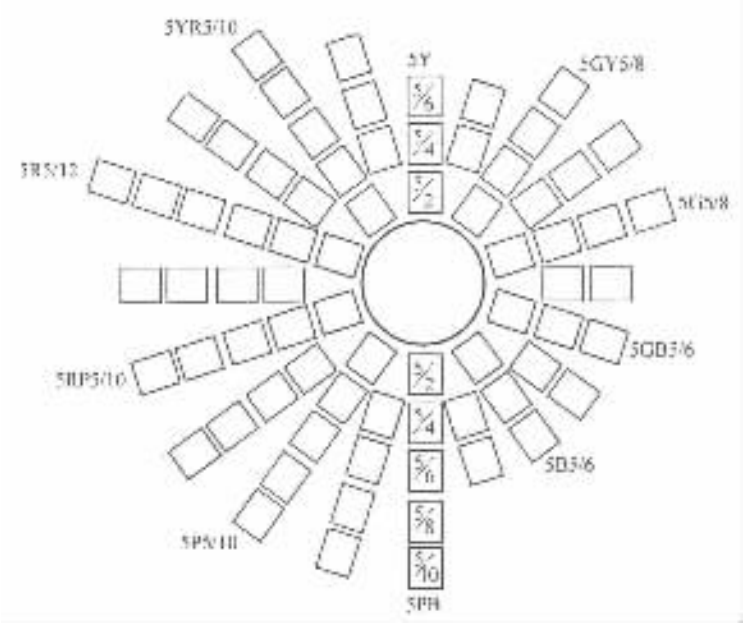


图 2－6－9　孟赛尔立体中明度水平剖面

(2) 奥斯特华德色系

诺贝尔奖金获得者、德国化学家奥斯特华德在 20 世纪 20 年代发表了他研究的色立体。

该色立体的色相环把黄(Y),橙(O),红(R),紫(P),蓝紫(BP),蓝(B),绿(G),黄绿(YG)作为8个基本色相,然后把每个色相分成3个色相,分别用1,2,3表示,对从1到24个色相编号排列,组成24色的色相环,如图2-6-10。奥氏色相环是偶数色相环,相距180°的两色互为补色。孟塞尔色系与奥斯特华德色系在色彩调和和色彩设计中经常运用。

图2-6-10 奥氏色相环

第二节 人的色彩视觉

一、视觉对色彩的适应性

人的眼睛具有逐渐适应光刺激的调节功能,叫视觉适应。当眼睛受到380~780nm范围内可见光谱的刺激后,除了有亮度的反应外,同时产生色彩的感觉。眼睛对可见光谱的光十分敏感,波长不同所产生的色觉有别,因此,能辨别五彩缤纷的世界万物。就光色而言,我们周围的物体大体分为两大类:一类物体本身是光能的来源(发光体),另一类物体在一般状态下不能发出光,只是在一定程度上吸收和反射发光体的光(非发光体)。我们对日常所见的非发光体的色彩视觉由三个因素组成:

①照射到非发光体上的光线的特性;

②非发光体本身的吸收反射特性;

③人的视觉器官。

以上三个因素中的任意一个发生变化,都会改变人的色彩视觉。例如:同一物体受到不同颜色或不同投射角度的光线照射,将产生不同的色彩效果。因为红、绿、蓝三原色光混合可以产生各种色的色光,所以,人们的眼睛在受到某种光谱的作用时,根据三种基色的一定相互关系,便得出该物体所固有的色彩的感觉。

由于人眼视野中存在其他色彩刺激物而产生了视觉变化,有时涉及明度,有时涉及纯度,有时涉及色相。同一种灰色,在白色的背景上和黑色的背景上看起来视觉是不一样的,在白色背景上感觉暗,在黑色背景上感觉亮,这可作为明度适应的实例。

人的色彩视觉适应是视神经经过相互诱导的结果,人们所见的色彩是向这一色彩与其背景色彩相反方向变化,这种变化包括色彩的明度、纯度及色相上的变化。

加油站手绘 www.jiayouzhan.com 免费下载

色彩的先后适应是人眼受到某种色彩刺激后观察到的色彩所产生的变化。例如，注视红色的物体以后，再将视线移到白色的墙面，在白色的墙面上所感受到的是青绿（翠绿）色的视觉残像。这是因为视觉受到红色的刺激后，眼睛对红色光的感受性就降低了，于是我们感觉到的是红色的补色，即青绿（翠绿）色。正是由于人的视觉有这样一种生理现象，所以汽车行驶环境的色彩直接关系到驾驶员驾车的正确判断。为了保护驾驶员的视觉，不至于驾驶员由于外界的色彩刺激使色彩视觉发生变化，就必须设法消除一切不必要的、鲜艳的色彩刺激物。

二、色彩的视觉象征

驾驶员在行驶过程中，他的视觉随时感受到各种色彩信号的提示。

（1）红色

在可见光谱中，红色光波最长，它容易引起我们的注意、兴奋、激动、紧张。

红色光由于波长最长，穿透空气时形成的折射角度小，在空气中辐射的直线距离较远，而在视网膜形成的位置最深，给视觉以迫近感和扩张感，故称为前进色。停止、警戒信号灯大多采用红色。发光体辐射的红色光传导热能，使人感到温暖，因此给人们以凡是红色都有温暖的印象，故又称为暖色。由于红色的注目性与美感，它在标志、旗帜、宣传等用色中占了首位，成为最有力的宣传色。

红色虽给人以强烈、有力、愉快和鲜艳的印象和感觉，但汽车的色彩设计，除了一些特殊需要外，应尽量不用纯度过高的红色作为本身色调。可想而知，如果大量红色车辆充斥街面，与城市的噪声和喧嚣相混杂，给人精神上带来的是怎样的烦躁与不安。

（2）橙色

橙色光的波长介于红与黄之间，色性也在两者之间，给人以温暖、光明感。在自然界里，橙色或近似橙色的果实有橙、橘、菠萝等。因此，橙色给人以香甜、充足、饱满的感觉。

从橙色的个性来说，它是给人以温暖、明亮、健康、向上、兴奋、动人的色彩。由于橙色在空气中的穿透力仅次于红色，注目性也相当高，因而也被用作信号色。

（3）绿色

绿色光在可见光谱中波长居中，人眼对绿色光波微小变化的分辨能力强，对绿光的反应最平静。绿光在各种高纯度的色光中，是使眼睛最能适应和最能获得休息的色光。

在自然界中，绿色是植物的颜色，也称绿色为生命色。是能表现活力与希望的色彩，给视觉以休息，给人以清晰的感觉。

在各色调中，由于绿色处于中庸、平静的地位，绿色是蓝、黄相混的色，所以它具有黄、蓝的某些相同特征。

三、色觉视野

色觉视野指各种颜色在黑背景条件下，人眼所能看到的最大空间范围。由于各种颜色对人眼的刺激不同，人眼的色觉视野也不同。图 2－6－11（a）为垂直方向视野范围的数值；图 2－6－11（b）为水平方向视野范围的数值。由图可知，人眼对红色与绿色的垂直与水平视角都是较小的，而对白色的垂直与水平视角最大，各种颜色交通信号灯的设置应考虑人眼对该种颜色的视角界限，否则容易被人的眼睛忽略，造成事故的隐患。

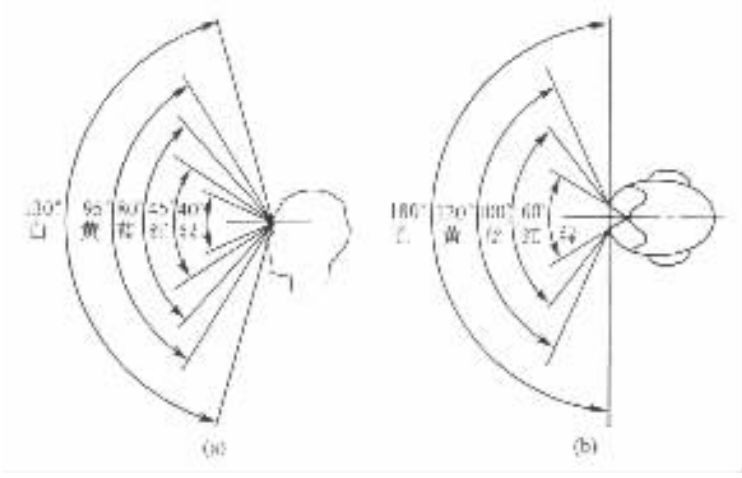


图 2－6－11 人眼对不同颜色的视野

第三节 色彩规律在汽车设计中的运用

点缀于都市路面的汽车色彩，犹如一曲复杂的交响乐，可以具有不同的风格，但不可以无统一的指挥，只有科学合理、和谐统一的色彩，才能为人们创造一个舒适的交通环境，否则，不遵循色彩规律，杂乱无章地乱用色，色彩非但不能起美化的作用，反而会像城市噪声一样造成光和色引起的新的视觉环境污染。

我们知道，自然界缤纷的色彩是由红、黄、蓝（非发光体）或红、绿、蓝（发光体）和黑、白构成，这五种颜色的存在，给艺术家和设计师们提供了无限的研究和科学利用的空间，总结出更为科学的带有规律性的色彩理论。

孟赛尔色系和奥斯特华德色系常用于色彩的调和和色彩设计。无论采用哪种调色方法，采取‘小间隔’的手法是较稳妥的。因为相邻近的两种色彩容易混淆，而相隔很大的色彩又会形成过强的对比。可采用下列手法取得色彩的调和：

①减小一种色彩的面积；

②加入白色，使色彩明度提高，变淡；

③加入黑色，使色彩明度降低，变暗；

④用低纯度的线作调和的过渡；

⑤两种色彩交接处用邻近色隔开。

不同国度、不同民族的色彩欣赏习惯和审美心理有别，一个时期、一个地区人们的色彩爱好受社会心理的影响。所谓‘流行色’就是社会心理的一种产物。当一些色彩赋予时代精神的象征意义、迎合了人们的思想、兴趣、爱好、愿望等心理时，这些具有特殊感染力的色彩将会流行开来。例如：宇宙飞船的上天给人类开拓了一个进入新的宇宙空间的新纪元，这个标志着新的科学时代到来的重大事件曾经轰动世界，各国人民都期待着宇航员从太空中带来新的趣闻。色彩研究专家们抓住了人们的心理，发布了所谓‘流行宇宙色’的报告，结果，在一个时期内，“宇宙色”流行于世界各地。这显然是受人类新科技成果产生的社会心理影响所致。可以看出，在某一特定的时期，社会上的任何心理思潮都会对色彩设计产生一定的作用。

本作品为个人 [illegible] 免费下载

汽车色彩在交通领域中的运用，其社会效益是相当明显的。以日本东京地铁为例，站方为了方便乘客，节省寻找车次的时间，决定采取一项“以色定向”的措施，即把由东京驶向不同方向去的列车车体，以不同的色彩规定下来，这样，乘客一进车站，就可以在很远的地方，用最短的时间找到自己所要乘坐的列车。这一列车色彩指定方案的实施，大大方便了乘客的工作、学习和生活。英国伦敦素有“雾都”之称，因雾大而导致的交通事故时有发生，因此，交通管理部门决定车体全部使用红色，以增加能见度。在这里汽车所采用的红色，是在特定的环境下决定的。色彩实际上是被当作一种识别信号而应用于交通行业的。如：红色、橙色的汽车尾灯；红色消防车；白色救护车；绿色邮政车，等等。

第四节　汽车色彩设计的基本要求

汽车的色彩设计直接影响到车身与环境的美观，“七分颜色三分花”、“远看颜色近看花”、“先看颜色后看花”之说，生动地说明了色彩在设计中的重要意义。优秀的色彩设计能加强汽车这一产品的艺术感染力，给人以新颖、时髦、舒适、愉快的美感。

一、色彩设计的构思与想象

(1)构思

色彩设计师为了实现设计的预期目标，必须对“为谁设计？”“设计什么？”“达到什么样的色彩艺术效果？”等一系列问题进行充分的思考和酝酿，并构思色彩设计的方案。汽车的色彩设计构思必须考虑应用对象，国别、地域、欣赏习惯、流行色彩的应用、色彩的创新等都要通过预先的构思来逐步实现。所谓“胸有成竹”、“意在笔先”实质上是构思的结晶。

(2)想象

想象力是设计师智能结构中最为重要的能力。要提高色彩设计的设计能力，首先应该注意不断提高自身的色彩艺术修养，包括色彩视野的扩大、色彩素材的积累、色彩理论的学习、色彩观察能力和审美能力的提高等等。

二、汽车色彩设计需要考虑的因素

轿车大多数是单纯色的，但不同级别的轿车，其色彩设计应有差别。高级轿车应采用较稳重的色彩(降低明度)，例如黑色、墨绿、蓝黑、深蓝、深灰色等，中级及小排量汽车则可采用较活跃的浅色(提高明度)，如淡蓝、淡绿、淡黄、灰白色等。深色本身的光学效果特别明显，只有表面的高工艺、高质量才充分显示出刚健挺拔的外形感，浅色本身却可以缓和光线或高光点的对比。又由于本身颜色较浅，即可反射掉一部分光线，不致太阳把车身晒得过热。

汽车的色彩设计，既要讲统一，又要讲对比。统一是对大体色调的把握，对比是在统一基础上的变化，适度的对比可起到画龙点睛的功效。例如在浅色车身上采用面积较小的饱和色彩会产生较活跃的效果。在深色的车身上采用镀金或镀铬的装饰件会产生华美的感觉……公共汽车造型相对简单，结构转折较直接，着色面积又大，因而更需色彩比例的划分，颜色的种类不宜用得过多，一般不超过三种颜色。而三种颜色之间在色相上不应采取过强的对比，而在明度、纯度上拉开距离，以突出它的对比效果。明度高的颜色在车身上部，明度低的颜色接近于车的底盘的色彩设计，是为了使车身在视觉上保持重心平稳的一般常识。

应用于不同地域、不同气候的汽车色彩的冷暖是有区别的。例如北方的汽车采用暖色，南

方的汽车则采用冷色，特别在炎热地区，汽车不宜采用饱和的黄色或橙色。在经常有雾的地区，汽车色彩应为较高明度和纯度的暖色。黄土高原、沙漠地带的车辆采用绿色，常给人愉快的感觉。军车则采用易伪装的与环境融为一体的深橄榄绿和迷彩图案设计。竞技赛车采用对比强烈的多色设计，意在体现不同的竞技性格。极地开发及人烟稀少的地域用车，色彩上应采用易于视觉识别的，在明度、纯度、色相上对比强烈的色彩。

第五节 汽车色彩设计的处理方法

一、汽车表面的色彩处理

一辆汽车的色彩，在配色上须有主调才能得到统一。即应以一色为主，它色为辅，主色调占据大部分面积。一般以不超过三种颜色为佳。色彩愈少、愈醒目，整体感愈强。色彩过多，难以统一，易产生杂乱和俗气。主调根据车的级别和用途选定，一旦主色调选定，其余色彩必须围绕这个主色调配置。如红旗轿车，红色、象形的‘红旗符号’点缀于车体前端，可谓点睛之笔。点缀色的应用能达到平中求奇的作用。所谓‘点睛’指点缀色布局位置要恰当，不点在眼睛上，则成为画蛇添足。有经验的配色师总是十分慎重、十分珍惜地将最鲜明、最生动的色彩用到最关键的地方。

为了求得色彩设计上的变化和统一，可用色彩纯度低的线和不同材质、不同色泽的金属线镶边，作为调和的过渡。

汽车尾部红色制动灯的设计必须有符合视觉规律的形和鲜明的色彩（如人的视觉感受是红为方形，青为圆形，黄为三角形等）。如设计不当，容易引起追尾的事故发生。视觉上，长方形红灯的可见度比圆形、三角形红灯的可见度高，所以，汽车尾部的制动灯最合理的是采用大面积的红色长方形，转向指示灯则采用橙色。

二、汽车驾驶室内的色彩与材质

营造驾驶室内舒适的环境，有利于提高驾驶员观察的清晰度和对操纵装置的辨认。在高噪声及复杂的环境中，驾驶员的集中力和辨别力都会降低，对颜色的知觉也会发生变化。所以车内的色彩以及与不同材质的装置也显得尤为重要。色彩上分为总体色和焦点色。总体色一般采用明度适中的复合灰。这是为了不致与外界环境产生强烈对比，干扰驾驶员的注意力；材质上选用吸音、吸光的材料。焦点色，一般多应用于仪表、挡杆、方向盘等。仪表指针采用纯度、明度相对高的颜色，给驾驶员以醒目的视觉；方向盘的色彩要求稳重、亚光。这些小面积、不同材质的色彩点缀其间，整体色调既和谐又有变化，既有总体色调的舒适与温馨，又有焦点色的醒目，使驾驶员在生理和心理上得到调节，不致由于长时间驾驶引起单调和疲劳的感觉。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

第七章　汽车造型技巧

第一节　汽车的比例

汽车造型设计中，首先必须使汽车获得匀称的比例，以一定的比例为基础形成相互联系和呼应的比例关系，以求得到良好的艺术效果。

汽车的基本尺寸和形状是考虑到汽车的使用性能和主要零部件型式，并经过总布置设计而定的。在这过程中，有些尺寸不能随意改变，有些尺寸又有一定的变化范围，为汽车的外形设计提供了必要的依据和限制。

反映汽车外形的基本尺寸有 轴距，轮距（前、后），总长，总宽，总高，前悬长，后悬长以及车身的各部分尺寸等。造型设计中。外形设计人员应与总布置设计人员一起对基本尺寸进行适当的调整，以形成各种比例关系的相互联系，并可同时做出若干方案进行比较。

不同类型的汽车，由于性能和用途的不同，汽车各部分的尺寸和比例也不同。但同一类型的汽车，其尺寸与布置却有很多相似之处。在进行汽车比例划分设计时，常常对国内外同类型汽车各部分尺寸和比例进行统计分析。从统计中可知，轿车的轴距与总长之比都在 1∶1.618～1∶1.732 左右。

在汽车造型设计时，列出统计表（如总长与总高之比，总宽与总高之比等），进行比较分析而从中得到启发。表 2－7－1 为几种轿车的主要尺寸及比较。

表 2－7－1　轿车主要尺寸及比较

序号	车型	总长/mm	总宽/mm	总高/mm	轴距/mm	总长/轴距	总长/总高	总宽/总高
1	中华 SY7200	4880	1800	1450	2790	1.749	3.366	1.241
2	红旗 7200E	4792	1814	1422	2687	1.783	3.370	1.276
3	奥迪 A6	4886	1810	1475	2850	1.714	3.313	1.227
4	帕萨特	4780	1740	1470	2803	1.705	3.252	1.184
5	广州雅阁	4810	1785	1465	2715	1.772	3.283	1.218
6	奔驰	4818	1799	1440	2833	1.701	3.346	1.249
7	凌志	4805	1800	1445	2800	1.716	3.325	1.246

当然，还可根据需要列出轿车其他部分之间的比例关系，供设计时参考。对于其他类型的汽车，亦可以按其类型及有关的外形尺寸列出图表加以比较分析。在汽车总体设计中，轴距是一个重要的参数，完全可以依据轴距作为衡量其他尺寸的“模量”。

第二节 汽车的动感和视觉规律

汽车的造型方法与建筑物及其他工艺品的造型方法有很多相近之处，但也有区别，前者是活动的物体，而后者是静止的。因为轻和快是汽车及交通工具的特点，所以在汽车造型时应使汽车外形具有动感。

一、动感的获得

使汽车具有活动外形的方法如下。

(1)使汽车的外形与自然界运动物体的外形相像

物竞天择，适者生存。飞禽走兽在长期的进化过程中，形成了与运动方式相适应的形态。因此而仿生和联想，使汽车具有某些动物的形态。

图 2－7－1 为几种与汽车造型有关的动物形象的视觉联想效果。

此外还有模仿鱼的外形而设计的轿车。因为鱼生活在水中，其外形受到流体阻力的作用，在长期进化中，逐步形成了适应在流体中游动的外形，这样设计的汽车外形很多。因此也有将汽车比喻作奔马、野牛、雄狮、天鹅等。

近年来汽车甚至模仿高速航空工具，如喷气飞机、火箭的形状等。其实，这些高速飞行器也是模仿动物的外形而设计的。

图 2－7－1 汽车造型的视觉联想

(2)使汽车具有活泼流畅的线条和光滑的车身表面

图 2－7－2(a)，(b)为两辆总布置型式和内部结构基本相同的汽车，因采用不同的线条，所以使人产生不同的感觉。图 2－7－2(a)为以直线为主的造型，装饰条和浮雕线加强了汽车的水平分割，线条挺拔流畅，从而增加动感。图 2－7－2(b)为以圆滑曲线过渡为主的造型，向后倾斜的发动机罩和车灯，曲线的光滑和流畅，使汽车外形更具动感。

图 2－7－2 汽车线条比较

在汽车造型设计中，直线易显挺拔，曲线易显流畅，但在现代汽车设计中，很少采用直线的造型，而以曲线造型为主，只是曲线的曲率大小及变化不同而已。因此，可以这样说，曲率小易显挺拔，曲率大易显流畅，但切不可过分，否则会造成呆板或臃肿之感。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

光滑的车身表面可以增加汽车的动感。所谓光滑表面即车身表面某一区段上任意一点只有唯一的曲率半径，任何转接和迟滞的形状和线条都会削弱汽车的动感。图 2－7－3(a)所示的直线 AC 到 BC 的过渡是借助于两段圆弧 AD、BD 来完成的，直线 AC 在 A 处有无穷大的曲率半径，而圆弧 AB 在点 A 处的曲率半径为 R，所以这一点的连接是不光顺的(曲率半径由无穷大突变为 R_1)；当线形由圆弧 AD 向 DB 过渡时，曲率半径在切点 D 处又从 R_1 突变为 R_2；而当由圆弧 DB 向直线 CB 过渡时，曲率半径又从 R_2 突增为无穷大，这些突变破坏了线条的流畅，而且还会造成不连续的光学反射效果。如果这个过渡借助于双曲线或抛物线来实现，这两种渐变的曲线对线形的适应性较强，因为它们在 A 和 B 处都有相当大的曲率半径，因此获得较为光顺的过渡，如图 2－7－3(b)。在车身制表面时，曲线的边界和制图用的曲线板最好采用双曲线或抛物线。

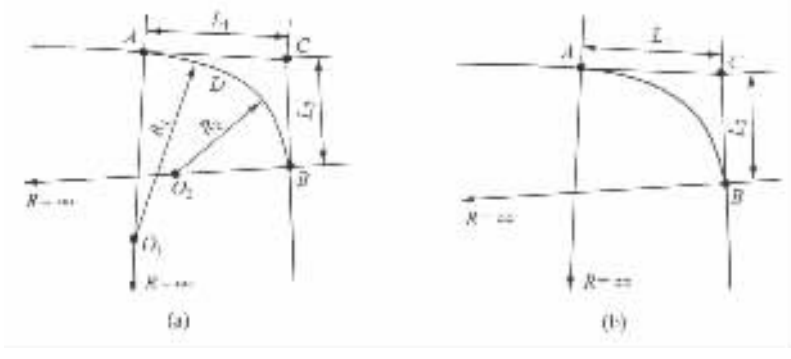


图 2－7－3　线形的过渡

(3)汽车上强调水平划分线而削弱垂直划分线的方法

强调水平划分线使汽车看起来矮而长，因为汽车运动的方向是水平的，所以应充分强调这个方向的线条。

强调水平划分线的方法有以下三种：

①在汽车侧面镶上水平装饰条。

②在汽车侧面的覆盖件上刻出前后直通的浮雕线。

③用两种不同的色彩水平地划分汽车车身表面。

削弱车窗支柱的数目和宽度，增大支柱间的跨距是削弱垂直划分的好办法，这种处理方法与车身结构强度、刚度相矛盾。现代的大客车有很多都是采用这种方法。有些汽车在侧窗上采用茶色的玻璃并把垂直的支柱也处理成这种颜色，使侧窗玻璃和支柱看上去融合成和谐的整体，是近年在大客车特别是轿车上流行的一种最巧妙的处理方法。茶色的侧窗玻璃还能削弱室内造型和色彩对外形及视觉不必要的干扰。

汽车侧面镶上水平装饰条的方法在轿车上应用最为广泛，甚至汽车的门把手等也是设计成水平的，以强调水平划分线。

在车身上刻上前后贯通的浮雕线或压有前后贯通的棱线也是现代轿车常用的强调水平线的方法。特别是近期的新款车和展出的概念车棱线较多，图 2－7－4(a)所示为贯通前后的棱线，增强了汽车的水平方向的划分，使动感增强；图 2－7－4(b)所示为前后贯通并与前后保险杠形成一个完整的装饰线，以加强汽车的动感；图 2－7－4(c)所示为水平方向的浮雕线，并与前后保险杠在同一高度上，有贯通之感，既活泼又流畅。

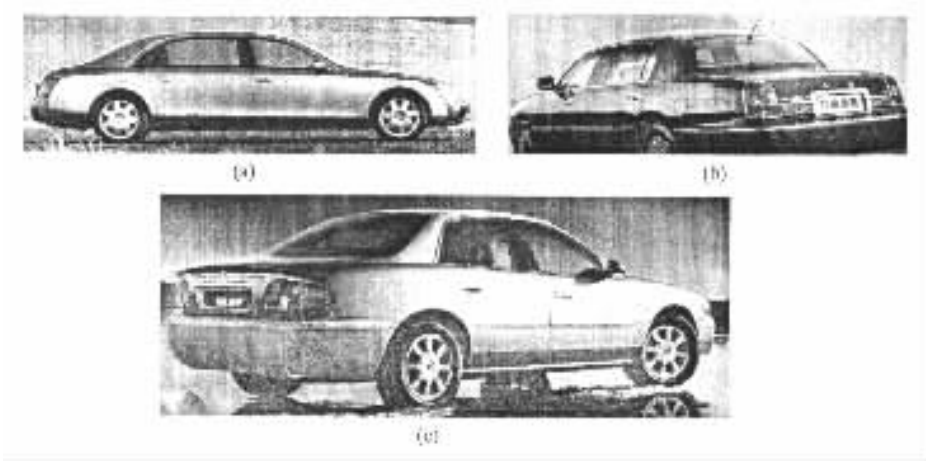


图 2－7－4 浮雕线和棱线的横向划分

用不同的色彩横向划分汽车侧面，在客车及越野车上用得较多，因为这类车的侧面面积相对较大，用过多的水平线划分易杂乱，因此宜采用面积的划分，用不同的色彩进行水平方向的分割，既增强了动感，同时也显得活泼生动。

汽车表面涂上浅色漆，可以避免太阳把车身晒得过热，而且还可以缓和高光点与车身色彩的强烈对比。此外，为了使汽车显得矮而长、重心低而矮，常将汽车下部喷上深色；要使汽车显得高而短，其下部可喷上浅色。如果汽车的各总成和构件的比例由于汽车结构的限制而无法协调，则还可以巧妙地运用不同的深或浅的色彩区域的对比来纠正不匀称的感觉。

汽车获得动感与提高空气动力性措旋并不完全相同，前者是人们视觉感知的，后者是以空气动力学原理为依据的，在汽车造型时应使二者有机地结合起来。比如。需要汽车头部低矮而尾部肥厚并向上翘，以减小升力和提高空气动力稳定性而采用的楔形造型的轿车，一般将强调水平方向划分线稍向前倾斜。有些货车驾驶室的造型以及客车的色彩划分也受到轿车楔形造型的影响而采用了倾斜的线形。

二、视觉规律

在汽车造型设计时，往往要考虑人的视觉规律。人的眼睛有生理局限性，如人的眼睛不可能辨别极细的东西，即人在注视某一区域时，如果人眼的距离是这个区域直径的 3450 倍（相当视角 1′）以上，则看不清楚这个区域的任何物体，而这个区域内所有的东西都被感知为一个“点”。因此，人的眼睛要看清某一距离（如 20m）内车身上任何图案文样与字体，则字体笔画的粗细或间隙宽度应大于：

$$20\text{m} \times \frac{1}{3450} = 0.0058\text{m} = 5.8\text{mm}$$

在光线较暗或背景对比较弱时，这个数字还要加大，特别是汽车在高速运行时，由于人眼的视觉暂留特性（即由于生理局限性，人眼对于短于 0.1s 高速连续变化的形象无法辨清），这个数值还要增加若干倍。由此可知，作为活动物体的汽车，它的外形感、车身线条的形状，在汽车高速运行时要产生某种变化，因为人眼对高速物体线形的感受比在它们静止时吃力得多，例如线形过渡不光顺的车身，在汽车行使时，往往由于人眼的惯性（视觉暂留）来不及转折而自然地将线形辗平，因而使汽车具有与静止时完全不同的外形感。

第三节　车身线形的组织技巧

汽车除了应有活动外形感之外，人们还希望汽车的艺术形象是美观协调和丰富多彩的。车身的艺术效果应满足汽车造型所遵循的美学准则。其主要是比例划分，另外还要依靠线形的组织。在几何学中，线是点运动的轨迹，它没有宽度，也没有面积。但在造型设计中对线的概念应有广义的理解，即线有形状、粗细，有时还有面积和范围。

线的整体形状，一般分为直线、曲线两种。当点移动的方向不变时，则成为直线，当点的方向不断变化时，则是曲线。直线可分为：水平线、垂直线、斜线、折线。曲线可分为：弧线、抛物线、双曲线、渐开线、比例线、同族曲线、波纹曲线等。曲线还可分为平面曲线和空间曲线。

对车身线形的组织技巧可采用下列方法。

(1)在汽车上采用重复的形样和线条

图 2－7－5　采用相同形样的汽车

例如大客车上常采用一些重复的零件(窗及窗框等)，能使各部分更加协调。需要指出的是，这里所说相同的形样指完全相同的图样，也包括相似或相近的图样。

在轿车设计中，汽车前后保险杠及各部分的转折处都采用了相同的形样或相似的形样，以便使整体协调。如轿车前后车灯一般均采用或圆、或方及组合形状等相呼应型式：图 2－7－5 所示为汽车车灯与侧面风窗采用相同的形样，显得整体协调、统一。

(2)采用有组织的线条

有组织的线条包括放射性的、互相平行的、互相垂直的、曲率相等的、几何形状相似的等等。

图 2－7－6 所示为放射性的线条举例。早期汽车多直线造型，放射线也为直线放射型。近些年汽车造型多以曲线为主。其放射线也是曲线放射状和曲线平行。在汽车造型中，不应使用垂直线。对于有的门框、窗框等必须呈垂直向的线，可将其变成倾斜线或将其处理成与车窗玻璃相近的颜色，使之看起来不很明显。

在汽车外形设计中，曲率相等与曲线平行以及几何形状相似一样，可增强整体感、协调感，图 2－7－7 所示为某轿车水平投影前保险杠与前风挡上下框，以及后风挡下框与后车身边界的曲率相平行。

(3)采用比例曲线

在汽车设计时，经过“车身制表面”工作，则在同一个零件的曲面上，将会有许多比例曲线，使零件更为完整、美观。

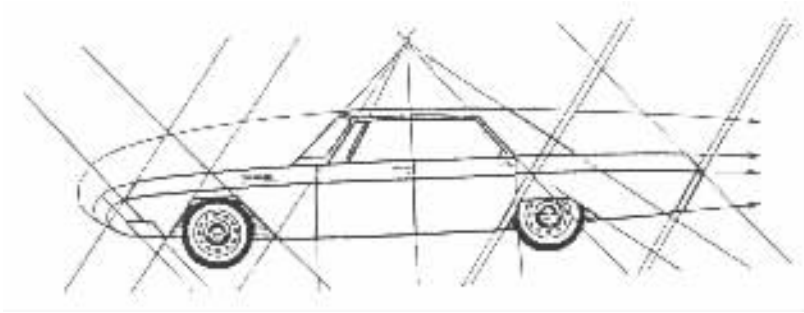


图 2－7－6 直线汽车外形线组织技巧

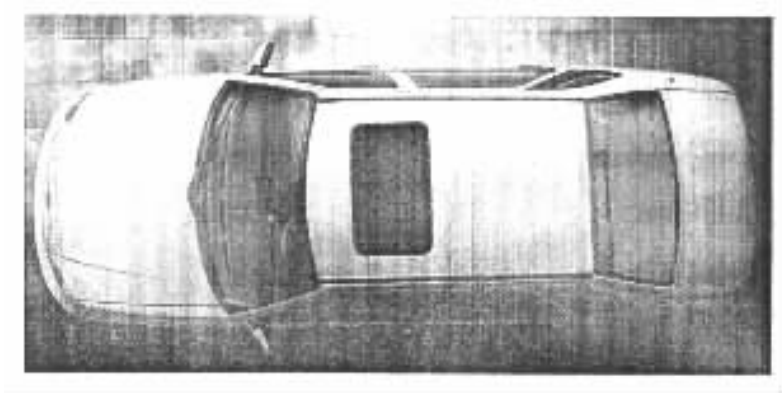


图 2－7－7 轿车的曲线平行

在汽车各个不同部分也可以用比例曲线进行呼应。图 2－7－8(a)所示是小客车前翼子板切口的侧面形状,为了使后翼子板切口的形状与之相呼应,可用改变 y 坐标比例的方法而获得一条比例曲线,如图 2－7－8(b),从而使前后两条曲线达到既有重复又有变化的效果。

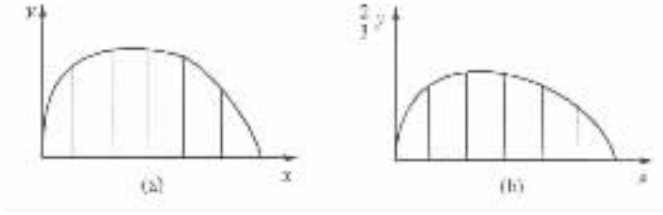


图 2－7－8 翼子板切口的重复与变化

另外,车身造型的线形,在过去以方为主的较多,而近十几年又以圆为主要趋势。近期的概念车很讲方圆兼用。在造型设计中,方易显挺拔、有力,也易显呆板;圆易显流畅、平滑,也易显臃肿。应寓圆于方,寓方于圆,使之有机地协调、统一。图 2－7－9 所示为几种方圆兼备的汽车造型,其中(a)为轿车前后翼子板及车门外以圆为主,而发动机罩及前脸呈方形;(b)轿车呈圆线条为主,发动机罩前脸、车灯等则处理成方形;(c)在以圆形为主的汽车上压成水平方向的棱线使之方圆兼备;(d)为最新款的概念车,前脸呈圆形,侧面呈方形。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

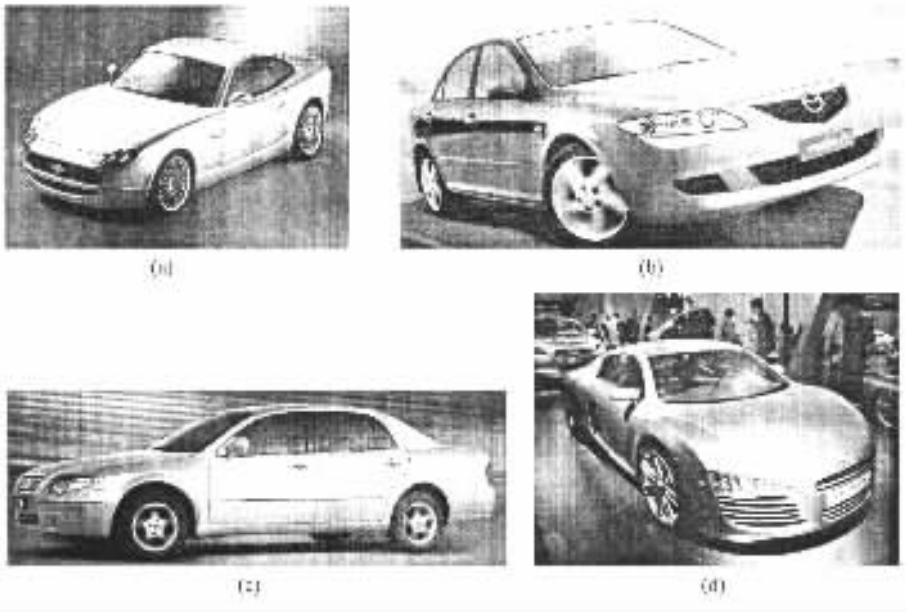


图 2－7－9　方圆兼备的轿车造型

第四节　车身的光学艺术效果

现代汽车车身表面由光滑的曲面组成，如同一面镜子。汽车无论是在日光或灯光中行驶和停放，其车身形体的各种光的照射与反光效果都是汽车造型效果的一部分，同时对人和环境也产生一定的影响。

汽车车身特别是轿车，其表面如同一面凸透镜，应分析它造成球面反射的规律。曲线过渡不光滑的车身，其光学效果极差。研究车身的光学规律，不仅能检验车身是否光滑，同时赋予汽车合理美观的外形。平面的汽车外形看似光滑，它只能如实地反映外界物像，当汽车转弯或从楼房的阴影中驶出来时，平面车身的明暗层次将随外界物像产生较大的变化，使人觉得车身好像在扭动，会给行人造成眩晕、躁动和不安，因此应有意识地组织车身表面的明暗层次。

一、车身表面反光原理

近代轿车车身表面几乎全部是由曲面组成，车身的反光必然使物像变形，并存在“高光点”和“光亮线”，车身造型时要考虑这些曲面的高光点成线的位置和形状。

现代轿车腰线下部都有一条“光亮线”，无论车身表面朝向任何方向，“光亮线”始终是这一车身表面亮度较大的地方。

这条光亮线是这样形成的：如图 2－7－10(a)中，车身曲线在点 1 处具有曲率半径 R_1，从光学上可知其焦点 F_1 在曲率半径 R_1 的中点，同样 2，3……处对应的曲率半径 R_2，R_3……和焦点 F_2，F_3……，这些交点形成一条交点线。对应于每一条车身曲线都有一条交点线，因此对应于该车身表面就形成了焦点表面。

如果车身表面是连续和光滑的，则其交点表面也会是连续的；反之，如果车身表面不连续、不光滑，则焦点表面会中断甚至是紊乱的。车身表面反映外界物像的规律，将遵照光学上的物

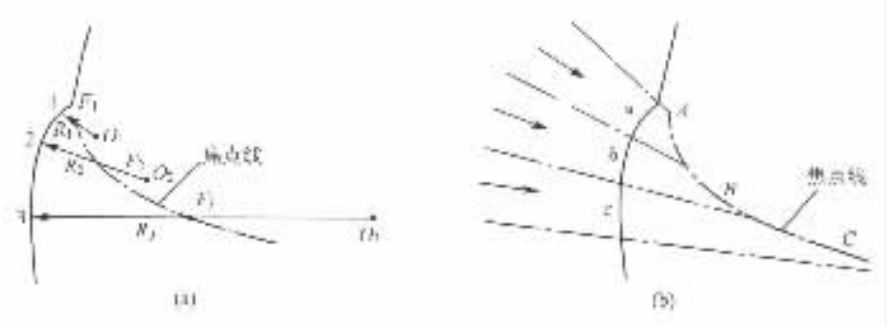


图 2－7－10 光亮线的形成

像公式：

$$\frac{1}{f}=\frac{1}{u}+\frac{1}{v}$$

式中：f 为焦距；u 为物距；v 为像距。

由上式可知，对于与车身具有一定距离 u 的物体，在车身曲率大（焦距 f 短）的地方，像距 v 较短；反之，在车身曲率小（焦距 f 长）的地方，像距较长。即车身曲率大的地方所反映的物像浓缩，聚焦能力强；车身曲率小的地方所反映的物像扩散开来，聚焦能力弱。如图 2－7－10（b）所示，如果车身表面承受均匀的光照射，区域 a 就比区域 b 显得更亮些，而区域 c 的亮度很快地减弱，因此在区域 a 就形成了很亮的地方，沿整个车身纵向的所有这些亮点的组合就形成了"光亮线"。

光亮线不仅要圆滑，而且其宽度亦不应产生突变。光亮线在曲率大的地方显得窄而明亮，在曲率小的地方显得宽而不明亮，在曲率很小的地方就消失了。在纵横亮线相交处，亦即具有球面的地方可以找到光亮中心。

在车身上刻出各种浮雕断面，经过仔细推敲可使车身形成明暗不同的各区段，并出现"最亮"和"次亮"几条光亮线，这使车身明暗层次更丰富，既朴素又含蓄，还有助于加强汽车的动感，这种方法一直被广泛应用。

不难想象，对于不连续和不光滑的车身，由于焦点表面是中断和紊乱的，因而映照出的物像也是紊乱的，其光学效果极差。过去曾出现过轿车前风窗玻璃和反光线的弯曲方向与车身前面的各条曲线弯曲方向相反，效果很差，使人看上去如扭曲一样。其原因就是忽略了前玻璃的弧度变化。

在现代的汽车造型中，正确地考虑到车身表面的光学规律，使汽车获得良好的光学效果。应该指出，在没有光泽的油泥模型上，是不可能发现这一光学缺陷的。应在全尺寸的油泥模型上涂油漆，以观测光学效果。

二、表面受光量不同的光学效果

从光学上可知，某一表面承受的光照量，与该表面和投射光线的夹角的余弦成正比。图 2－7－11 所示是将车身侧面分成三个不同的倾斜度，若光线按图示箭头方向投射，则区段 1 上单位面积承受的光亮最多，区段 2 次之，区段 3 最少，如果人站在车侧面观察，这时就看到分成三条明暗不同的带状区域。

如果使区域的面积符合一定的比例关系，就会得到较好的艺术效果。

本试读 需要完整PDF请访问：www.ertongbook.com 免费下载

图 2－7－12 所示的例子是两种断面形状的镀铬装饰条，(a)的设计是正确的，看起来光亮夺目，而(b)的设计没有把光线反射到人眼内，因而未能充分地利用电镀件的强烈反射特性。

图 2－7－11　车身表面各段具有不同的倾斜度而承受不同的光照量

图 2－7－12　两种断面形状的镀铬装饰条的反射效果

三、光学效果与色彩

一个物体被主要光源直接照射的区域叫做光亮部(简称“光”)；反之，不被主光源直接照射的区域属于暗部(简称“影”)。但两者都受到非直接光源的影响，比如周围的物体及环境光反射到阴影区的情况。应分清楚光和影两个不同的区域概念。如白色的汽车在阴影里并不显得太亮。而深色的汽车，看起来可能很暗，如果有光直接照到上面，那么它的某一部位就属于亮部了。因此汽车的颜色和表面的光滑程度对汽车的反射光有很大的影响。轿车在其行驶时以其光滑的表面，产生耀眼的“光芒”，使人有华丽的感觉，以其耀眼夺目为主要体现形式。而军用车表面喷以绿色亚光漆，使其产生漫反射，光线柔和，具有一定的隐蔽性。至于光和色彩等方面的知识，已在第 6 章中作了详细的讨论。

第八章 汽车造型设计

第一节 轿车的外形设计

轿车车身表面,其外形、加工工艺等较其他类型车都是最复杂的一种。轿车车身表面由下列主要零件构成:前脸(散热罩)、发动机罩、顶盖、行李箱盖、前翼子板、后翼子板、门外板、前风窗、后风窗、侧窗及支柱、后围外板表面及前后保险杠的外表面等。这些零件组成一个完整的轿车外形,即车身曲面是由若干个不同覆盖件组成的,但其表面仍是连续和光滑的,而且各零件的形状亦是相互联系、协调和呼应的。特别是近些年问世的轿车多以大曲面构成,转角过渡圆滑,动感极强。

轿车车身设计及工艺性最为复杂,所用生产设备及工装也要求较高。因此其外形设计除应满足美观要求外,还要考虑下列问题:

①形状合理、结构简单。形状合理主要是指适合人的乘坐,一般要求轿车中部宽敞,有较好的乘坐舒适性和视野性等。结构简单,看起来简洁明快,主要是覆盖件的形状,便于生产和装配等。

②具有良好的空气动力性。轿车的外形受空气动力性的影响较大。在20世纪二三十年代曾提出阻力较小的"水滴状"外形方案,但由于整车布置困难等原因,当时没有被大批量生产的轿车采用。现代轿车的流线型设计,已达到相当高的水平,特别是借鉴了飞行器和现代跑车的设计以及仿生学的应用,其风阻系数可达到0.3左右。

③简化制造工艺和便于装配。从汽车外形上看主要是覆盖件的冲压工序和拉伸的深度。要求冲压工艺简单,组装焊接方便等。这里主要是汽车车身表面各部件的分块和车身结构件的设计。

④零件表面有足够的刚度。表面刚度取决于表面的形状、冲压深度、边界的划分、加强筋及覆盖件里面的加强方式等。

⑤保证汽车具有良好的视野性。对发动机罩的形状、风窗的形状和支柱的位置、翼子板拐角等部件的设计要合理。

一、轿车头部的造型

轿车的头部造型具有重要意义,它不仅是轿车外形的重要组成部分,而且最能反映轿车的外形特征,并且对空气动力性也有很大影响。汽车的头部一般都是放置发动机的,所以发动机的结构和形状直接影响到汽车头部的造型。

从造型上可将汽车头部分成五个部分:前脸(发动机散热罩),保险杠,发动机罩,前左、右翼子板。在汽车发展的不同时期,这几部分都是不同的。

1900年以前,发动机用一个单独的罩罩上,车灯一般单独布置在汽车前部。这时根本没有保险杠,有时为了增加散热面积,而将两侧翼子板也做出通风孔,但这时汽车头部较小,因为

试读结束:需要全本请在线购买:www.ertongbook.com

这时的发动机都以单缸或双缸为主，功率在 6HP 以下，图 2－8－1(a)所示是最早期的汽车，还没有脱离马车的型式；图 2－8－1(b)已经基本具备了汽车的雏型。

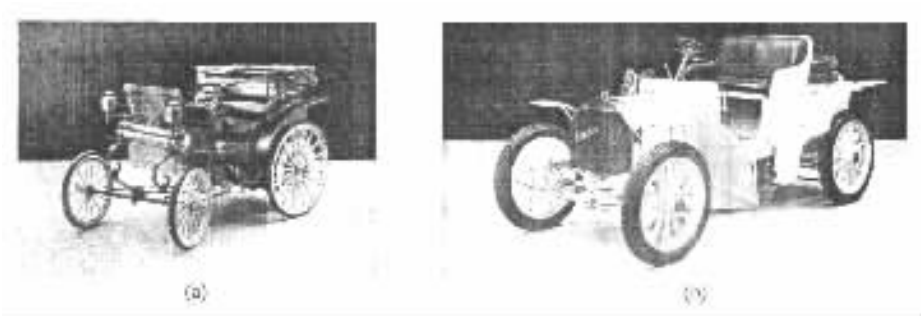


图 2－8－1　1900 年以前的汽车头部造型

在 20 世纪初期，随着汽油机技术的改进，动力性不断提高，生产了以动力性为主要特征的长途行驶车，发动机采用四缸、六缸、八缸，最大功率可达 140HP。当时赛车最高车速可达 220km/h 左右。并从 1910 年开始采用闭式车身，外形也有了很大的变化，如图 2－8－2。到了 20 世纪 20 年代，采用长鼻子车身与短顶车身形式，钢制车身结构。这时，主要是第一次世界大战时曾参与制造航空发动机的汽车公司，利用掌握的高性能发动机技术，不断制造高性能汽车，发动机功率明显提高。因此，这时的汽车外形前部尺寸比较大，而且开始有保险杠，有完整的车轮罩，且与踏板直接相连，已经具备了现代汽车的雏型，如图 2－8－3。

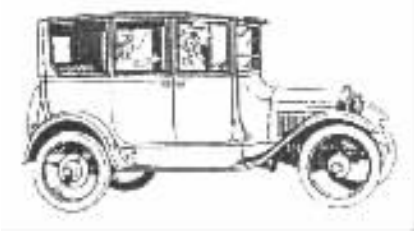


图 2－8－2　1910 年开始用的闭式车身

图 2－8－3　第一次世界大战后军用大功率发动机的汽车

图 2－8－4 为 1929 年英国劳斯莱斯幽灵型Ⅱ(Rolls－Royce“phantomⅡ”)，采用直列六缸发动机，功率可达 120HP，车速可达 145km/h。由于发动机尺寸大，因此前部是个大长“鼻子”，而且高度一直很高，不仅影响视野性，而且整车的高度尺寸很大，看起来很笨重。

到 20 世纪 30 年代以后，这时汽车技术日臻成熟，由于车速的不断提高，空气动力学在汽车上得到了重视，制造出了各种流线型风格的汽车，其中最典型的是美国的克莱斯勒的流线型，发动机的散热器已由原来的垂直式，开始向后倾斜，风挡窗玻璃也开始有倾角，如图 2－8－5。

图 2－8－6 所示为美国皮尔斯·阿洛·银箭(Pierce. Arrow Silver Arrow)，它把脚踏板放到已加宽的车厢内，轮罩已开始收缩，与前面车灯等做成一体。整体感非常强，可减小形状阻力，而且车身宽而扁平，又减小了迎风面积。这时的发动机散热罩多采用窄而高的型式。第二次世界大战以后，欧美日汽车工业有了长足的发展。这一时期仍沿袭着流线型风格，其中以德国大

众甲虫型轿车为代表，如图 2－8－7。其外形酷似“甲壳虫”，具有迎风阻力小的流线型车身，将发动机罩、前翼子板和前照灯融为一体，消除了凹凸的表面部分，后部为滑背式。

图 2－8－4 1929 年英国劳斯莱斯幽灵型汽车

图 2－8－5 20 世纪 30 年代美国克莱斯勒的流线型汽车

图 2－8－6 美国皮尔斯·阿洛·银箭轿车

图 2－8－7 第二次世界大战后德国大众甲虫型轿车

另一方面，以 1949 年福特 V8 车型为代表，采用船型车身造型风格，应用第二次世界大战前发展起来的人机工程学技术，克服了空气阻力和人机工程学在甲虫型和厢型车之间表现出的对立之处，巧妙地发挥上述两种车的长处，使之和谐完美地结合起来。将汽车分为发动机舱、车室和行李箱三部分，成为当代轿车造型的基本形态，如图 2－8－8。这种车型一直延续到现在。

后来，由于船型车后部的折背式产生较大涡流，逐渐将后车窗向后倾斜，其极限情况就形成了鱼型。其典型型式就是斜背式。这是一种以更深入的科学研究为基础的斜式流线型，如图 2－8－9。

图 2－8－8 1949 年福特 V8 车型

图 2－8－9 鱼型轿车

由于升力问题，后来找到了楔型，如图 2－8－10。如前第一节所述，楔型车是目前最为理想的型式。

二、轿车前部的造型

最初的汽车前部如图 2－8－11。由于车速较低，另外还没有完全脱离马车的造型，整个

前部以方形为主，车轮基本上在车的前方，没有保险杠。后来，车速提高主要是通过提高发动机的功率来实现的，因此前部尺寸较大，乘坐舱尺寸相对较小，而其棱角部分以方形为主。再后来多将过渡变为圆滑过渡了，并且将车灯隐藏到前脸内，而且这时车灯的形状也非常单一，是以圆形为主的，如图 2－8－12。

图 2－8－10　目前最为理想的楔型轿车

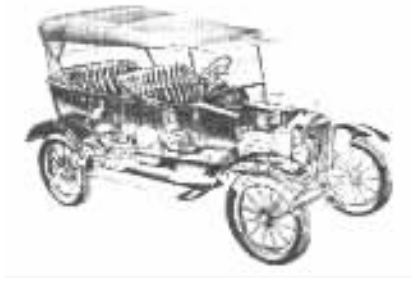


图 2－8－11　早期前部造型是方形的汽车

直到甲虫型车的出现，车灯隐藏到前轮罩上，翼子板和轮罩基本还是分开的，散热罩呈竖长状，并开始向后倾斜，如图 2－8－13。这时保险杠的装饰性还不突出，仍然是以防碰撞为主，处在汽车前部的最下方。直到船型汽车的出现，才将轮罩和翼子板合为一体，保险杠开始有了一定的高度，既考虑到碰撞的重叠性，同时又考虑到美观及与整体的协调性。从此，也就奠定了轿车的基本型式。

图 2－8－12　将车灯隐藏到前脸内

图 2－8－13　翼子板和轮罩是分开的甲虫型汽车

图 2－8－14 所示为几种汽车的前部造型。(a)为方形且前面冷却罩呈垂直方向，是豪华车造型的一种；(b)为前脸向前倾斜的一种型式，有独立的保险杠；(c)为跑车，前部尺寸较大，车身较抵，多是圆形，且前部突出，呈明显的楔型；(d)为目前流行的前部造型，保险杠与前部形成有机的结合，看起来浑然一体。

汽车的头部，前脸、发动机罩及左右翼子板等部分，在 20 世纪 40 年代是各自独立的，其各部分的衔接和过渡也是十分明显的。

由于发动机多布置在汽车的前部，因而发动机的结构和形状直接影响汽车的前部造型。如采用直列六缸或八缸的发动机，前部较长，而采用 V 型发动机的轿车，则可使前部长度和高度减小。

现代轿车发动机罩两侧与翼子板平齐，它的优点是汽车头部平顺圆滑，空气阻力小，整体感强。但发动机罩较平坦，刚度较小，它里面常有大面积的加强板，此外还有的在发动机罩外部表面冲压出棱线。棱线的深浅和方向要与整车外形相协调，使其尽量美观，增加造型效果。

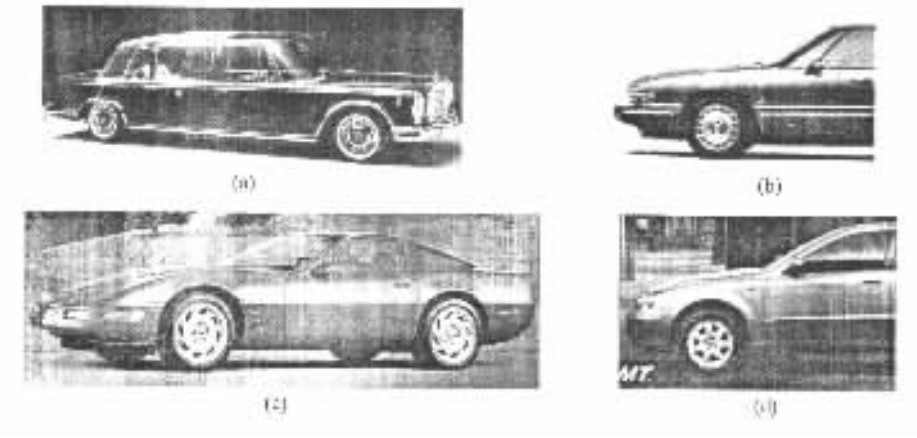


图 2－8－14 汽车前部造型

降低发动机罩的高度(特别是其前端)不仅对改善汽车的视野性和空气动力性能有利,而且对汽车造型也十分有利。可采用 V 型甚至把直列汽缸倾斜布置,采用扁平的空气滤清器,或使空气滤清器从发动机上方移开等措施。

发动机罩与散热器罩有做成一体的,也有分开的。图 2－8－15(a)所示是分开式的,图 2－8－15(b)所示是整体式的。

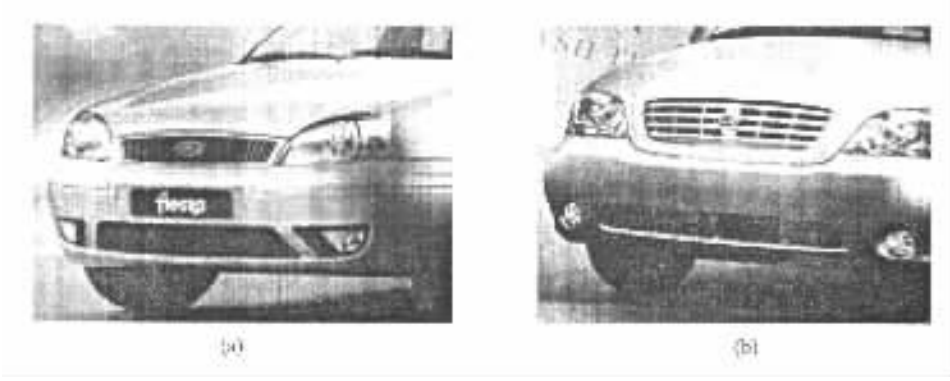


图 2－8－15 发动机罩与散热罩的型式

发动机罩的形状都是由左右对称的曲面组成。发动机罩的开启型式有向后开启的(铰链在后),这是目前用的最多的一种型式,其开启角度大,便于维修发动机,因此用得最多。但必须有安全的锁紧装置,否则,由于汽车的高速度,被迎面气流吹开,是十分危险的。第二种是向前开启(铰链在前),从安全性上是最好的,但由于其开启角度小,现已不多见。此外,还有向左或向右开启的,如图 2－2－26(b)。

前翼子板的造型受下列因素影响:

①前轮的跳动与跳动的极限位置;

②头灯的形状及布置;

③发动机罩的形状。

前翼子板切口形状及大小,既取决于车轮的跳动和转向,同时还要与后轮翼子板的切口形

状协调和统一。形状基本是以圆形为主或其演变型式。从侧向看翼子板切口的几种型式，如图 2－8－16。(a)为圆形，在现代汽车上较为常见；(b)有较强的动感，且前后均为比例曲线，活泼协调，多用于跑车或过去的传统造型上；(c)为方形，在高级轿车上有应用，但不多见；(d)为梯形，在一些高级轿车和一些呈方形的越野车上应用；(e)为圆形且呈放射状，开口大小比车轮尺寸稍大，多用于跑车；(f)呈梯形并以圆角过渡，多用于呈方形的轿车上。

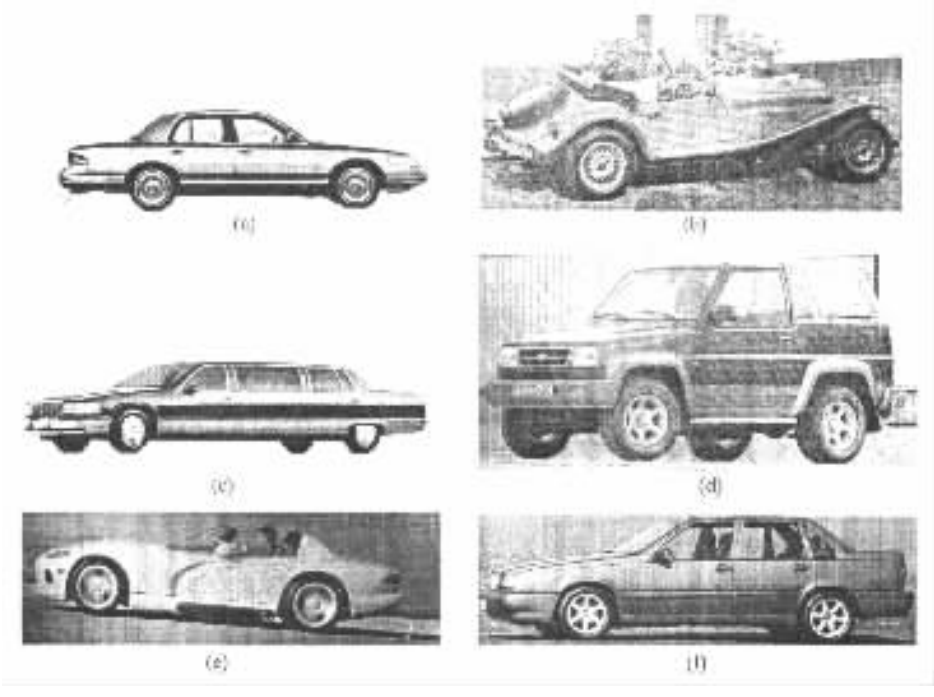


图 2－8－16　翼子板切口的几种型式

翼子板的侧视形状，一般前面是车灯切口，切口形状同车灯形状相同。如矩形、三角形、圆形、椭圆形等。后面取决于车门的形状。

随着汽车整体造型的发展，在轿车上(如桑塔纳)采用发动机罩与翼子板平齐的型式，头灯被安置在水箱罩内，翼子板的宽度不再受头灯的限制，或者散热器罩与前车灯分开。车灯的型式各异，其切口是翼子板、发动机罩、或保险杠上的交界处。车灯为一个独立的块面，其表面是与轿车整车造型的表面相一致的。

另外，翼子板切口边缘一般都处理成向外散出的碟形，既提高了翼子板的刚度，增加了车轮摆动的范围，又使汽车外形活泼有变化。

轿车的保险杠既有保证碰撞安全性的作用，也是轿车外形设计不可忽视的组成部分。保险杠布置在前车灯和散热器罩的下方。在保险杠的主体部分或其下方也要有供散热用的通风口、辅助照明或指示用的车灯。图 2－8－17 所示为保险杠的型式，(a)，(b)和(c)为有明显的保险杠，在过去的轿车和现代的高级轿车上采用；(d)，(e)和(f)为无明显的保险杠型式，而将其与汽车外形完全融为一体，在目前的中高级轿车上广泛采用。

三、汽车上半部及车门造型

汽车的上半部包括顶盖、前后风窗及车门窗、支柱等部分，而整个造型对汽车的乘坐空间

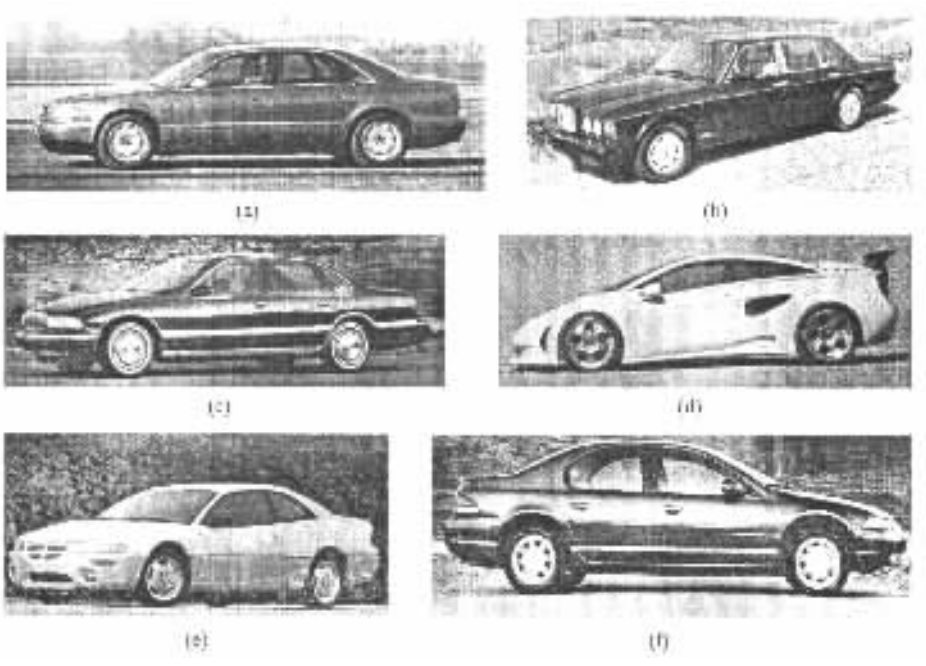


图 2－8－17 保险杠的型式

及动感有很大的影响。

顶盖的形状由下列因素决定：

①汽车内部布置尺寸，即顶盖的内部覆饰与人头顶之间应有一定的空间。一般采用‘头椭圆’来确定顶盖的高度。要想降低顶盖的高度，即降低汽车的高度，只有降低地板的高度或改变座椅的参数才能实现。

②有利的流线型。如果过早地使顶盖曲线后部收缩和向下倾斜，也许能获得较好的动感，但必然会使空气过早地与顶盖脱离而形成涡流，增加了汽车的空气阻力。

现代汽车顶盖造型趋向较薄的趋势，厚度减小的顶盖看起来更轻巧，但同时也导致侧窗进一步向上扩大。而最新的概念车有采用整体玻璃结构的。

顶盖造型还应该包括前、后窗的造型。

前风窗的造型，应注意下列几个问题：

①前窗与水平面的夹角，在过去一般要求在 $40° \pm 2°$，继续减小这个角度会改善汽车的流线型，而且也会引起光线折射而影响视线。随着汽车车速的提高和风挡玻璃生产工艺水平的改进，轿车前窗与水平面的夹角已逐渐减小达到 30°左右。

②前窗的上下边缘曲线应该平行或近于平行，既能使线型协调，又不致使玻璃的形状过于复杂。

③现代轿车前风窗玻璃都是采用曲面玻璃，这对于汽车车身布置，特别是对改善汽车的视野性很有利。

后窗造型有如下几种型式：

①后窗与侧窗转折连接，是比较常见的型式，如图 2－8－18 所示。

图 2－8－18(a)，(b)和(c)为比较常见的型式，也是现今流行的型式，其整体造型与曲线反向，受力合理；图 2－8－18(d)是过去曾有过的造型，但由于线条的不和谐同时也破坏了曲线

此为试读，需要完整PDF请访问：www.ertongbook.com

图 2－8－18　后窗与侧窗的转折连接型式

的流向。近年有一些新车型也采用这种型式。

②后窗独立，要注意后窗边框轮廓线与车身轮廓线大致平行，如不平行，不能获得良好的造型效果。有些轿车的后窗形状与前风窗完全相同，同时也提高了前后玻璃备件的互换性。目前这种情况基本没有了。

现代轿车的侧窗造型有如下几种型式：

①放射式。图 2－8－19(a)，(b)所示为直线放射式，在一些高级轿车上，特别是美国的一些高级轿车上采用得较多，如凯迪拉克及福特等高级轿车；图 2－8－19(c)为曲线放射式，是目前绝大多数中高级轿车上采用的型式。

②平行式。有直线平行式图(2－8－19(d))和曲线平行式(图 2－8－19(e))，但纯直线平行式的只是在早期的轿车上采用，而曲线平行式是目前最流行的型式。

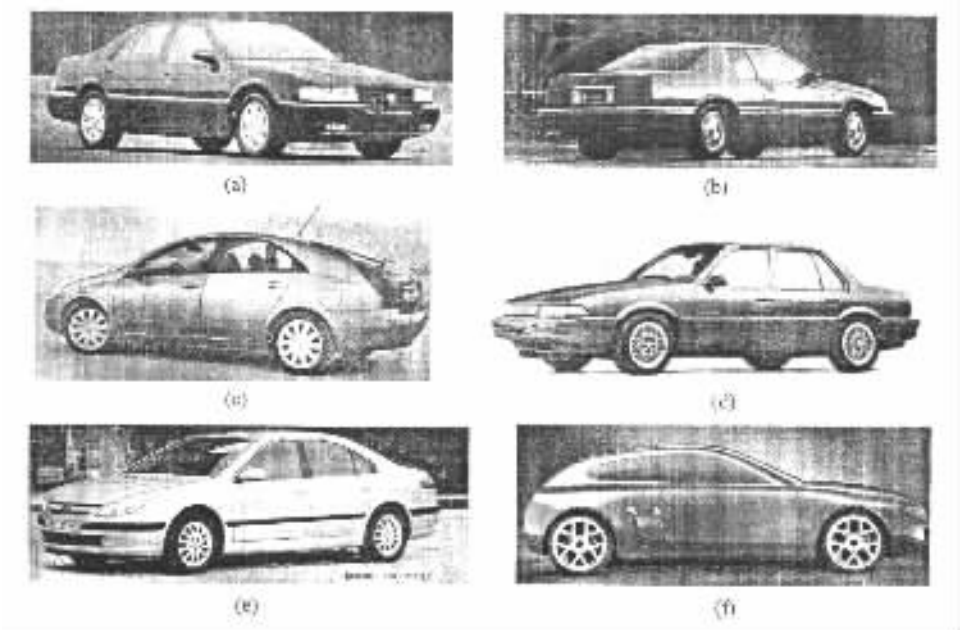


图 2－8－19　汽车侧窗的造型

③采用比例曲线型式，如图 2－8－19(f)所示。这种型式在现代轿车上，特别是跑车上用得较多，具有明显的流线型。

汽车车门的造型既包括车门边框的型式，又包括侧窗的型式，它同汽车顶盖一起最能反映汽车的侧面特征。

图 2－8－20(a)～(d)所示为比较常见的车门型式。在设计时，要考虑到车门窗玻璃的上下移动，应使其能完全缩到车门内。图 2－8－20(a)所示的后车门分成两块；(b)所示的后车门分成两块风窗，同时为了视野性好，还在后面增加了一个三角形的侧窗，前后车门均只用一块玻璃的型式；(c)所示更显简洁完整；(d)所示为高级轿车，因中间乘坐厢尺寸大，侧面除两个车门外，往往后面还有一个大的独立车窗。两门汽车一般根据其侧面造型的形状，后窗为“方形”或“三角形”，而前车门一般用一块玻璃，车门较宽，以利于后排乘客的上下车。如图 2－8－20(e)，(f)，(g)。

图 2－8－20 车门的几种型式

车门的边缘线除车门下部外一般以曲线为主，且向后倾斜，既活泼又增加动感。两车门中间的分界线有垂直的，而更多的是倾斜的，后门右下边线要与后翼子板切口相协调。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

四、轿车的后部造型

轿车的后部造型是轿车造型的一个比较重要的部分，它影响到整个汽车的造型，同时对汽车空气动力学特性有很大影响。

影响轿车尾部造型的因素有：

①汽车的空气动力性能；

②行李箱的尺寸；

③尾灯的型式。

以上三个因素以汽车空气动力学为主，其次是行李箱尺寸，而车灯的型式一般是服从于整个造型的，尤其是现代汽车的造型。汽车尾部的造型，恰恰反映了汽车外形发展的整个过程。它是汽车空气动力学在汽车造型中的具体应用的体现。图 2－8－21(a)所示为甲虫型车的尾部型式；(b)为快背式，是鱼型车的尾部型式；(c)为比较典型的船型车的尾部型式，如一些高级轿车这种型式较多；(d)是目前楔型造型的轿车尾部。近年的新款中高级轿车几乎都采用这种型式，其尾部较短，多呈方形。这种型式的行李箱盖，因尾部较短，可以采用转折式，以便于放取备胎及行李物品等。

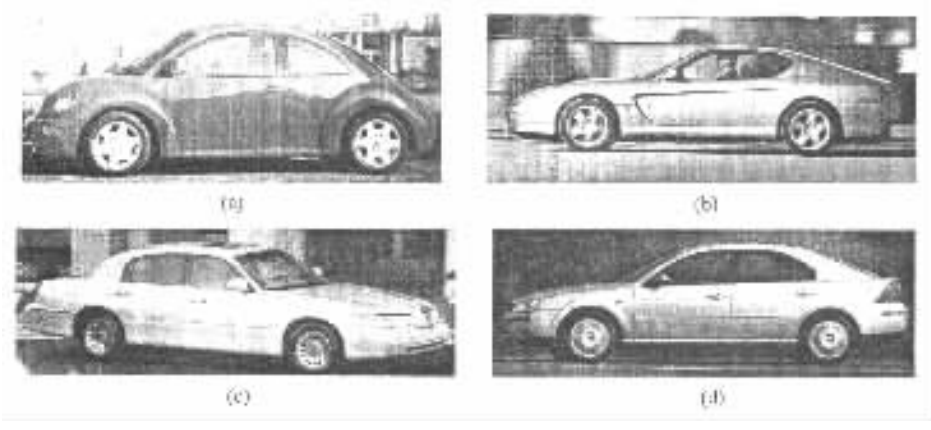


图 2－8－21　轿车尾部造型的几种型式

后保险杠也同前保险杠一样，可分为有明显的保险杠型式和与车身完全融为一体的型式，前者在高级轿车和 20 世纪七八十年代的轿车中常见；后者是近年中高级轿车的常见型式。

汽车后部的造型主要是后部的端部形状、尾灯的型式及与牌照的相互关系。常见有如下几种型式，如图 2－8－22。(a)，(b)为后灯与行李箱盖成一体的；(c)，(d)是后灯与行李箱盖完全分开的，造型简洁明快；(e)，(f)造型比较新颖，多在概念车上应用。

轿车横断面方向的造型及尺寸，应是以人机工程学为主，同时还要考虑到空气动力学的要求，两侧均为圆弧状或接近椭圆状，如图 2－8－23。

现代轿车的造型，一个突出的特点是整体感极强，各部分之间没有明显的分界线，其过渡部分都比较光滑、含蓄。特别是保险杠和车身之间的过渡整体感极强，保险杠已完全成为汽车车身的有机部分。这也是目前汽车造型最为流行的趋势。最近的概念车在曲线圆滑过渡的同时又增加了明显的棱线，既有明显的流线型，又显得挺拔流畅。

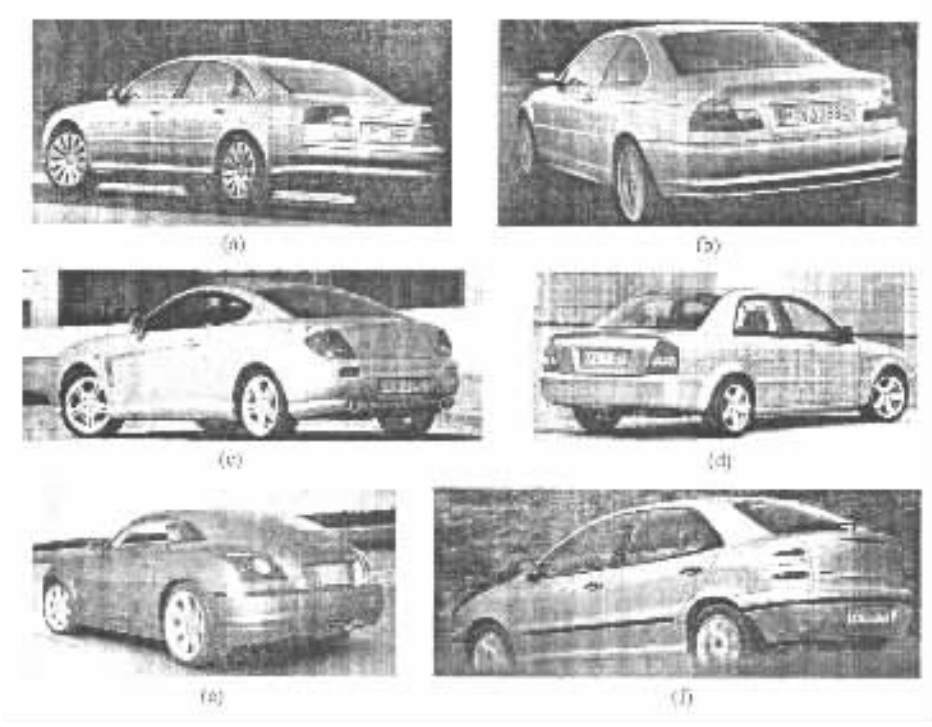


图 2－8－22 轿车后部造型的几种型式

图 2－8－23 轿车横断面的造型

第二节 客车的外形设计

客车按其车身的尺寸分微型客车、轻型客车、大型客车。客车的基本型是长方形，这是由其载客特点决定的。最能反映客车造型特点的是客车的前部形状、车门及风窗的型式，以及后部的型式等。由于微型与轻型客车外形比较接近，中型与大型客车外形接近，现按此分两类来讨论。

一、微型和轻型客车的外形

微型客车总长小于 3.5m，中型客车长 3.5～7m，一般都是采用平头式，发动机前置。前风窗玻璃与水平面的倾角在 65。左右。微型和轻型客车也很注重流线型的造型。前面采用小

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

圆角、大曲面的造型，以减小风阻系数。微型客车多采用拉门和翻转门，有的要考虑其多功能化，使后面有上下或左右翻转的车门。而且风窗采用推拉窗为主，如图 2－8－24。这类车的两个侧面一般都各设有 3～5 个车窗。为了削弱风窗支柱的视觉效果，一般都把它处理成与风窗玻璃接近的颜色而与车身主体颜色分别开来。为了强化水平分割，采用水平方向装饰线，并且把水平线同车门滑道、前保险杠、散热器罩以及车灯之间的关系协调起来。图 2－8－24 所示为几种常见的造型型式。(a)，(b)为微型客车；(c)，(d)为轻型客车；最近从安全考虑，要求轻型客车采用短头式，要求前面有一定的碰撞缓冲区，如(e)，(f)所示。

图 2－8－24　微型和轻型客车的几种常见造型型式

二、中型和大型客车的外形

中型、大型客车的外形没有太大的差异，如果按发动机的布置可分为：前置、中置和后置。现代客车以发动机后置居多，这种型式对于车身及座椅的布置方便，又能提高乘客的舒适性。如果按用途可分为长途客车、市内客车及旅行车等。但从造型上并没有本质上的区别，因此把它们放在一起讨论。

大客车的前脸，由于发动机后置，前面只有车灯是其功用件，省去了发动机冷却装置，使前面更简洁，同时也易感到单调。对于这种造型汽车的标志设计及大小就要作为一个很重要方面去考虑，以使前脸更加活泼。图 2－8－25 所示为几种大客车的造型。为改善视野性，前风

窗玻璃较大，特别是长途客车有很大的行李箱，车高达到 3.5m 以上。

大客车的车门有折叠式门和外摆门，如图 2－8－25(a)，(b)，而且车门的玻璃窗设计得很大，以改善视野性。长途大客车车门一般设计一个，另外设计一个安全门，而市内客车必须设计两个车门，以方便乘客上下车。

侧面的风窗与立柱用同一种颜色处理，使动感和整体感加强。另外市内用客车侧窗较大，因为有人站立乘车，要有足够的空间(1.95m 左右)，同时又便于向外隙望，如图 2－8－25(a)。每个侧窗分为上下两部分，上面便于陈望，下面是推拉窗。

长途大客车车身高，下面是行李箱，车地板较高，侧窗相对较小，且不可开启，如图 2－8－25(b)。

大客车的侧面下半部分最易呆板，是靠装饰条或不同色彩来调节的，如图 2－8－25(c)，(d)。

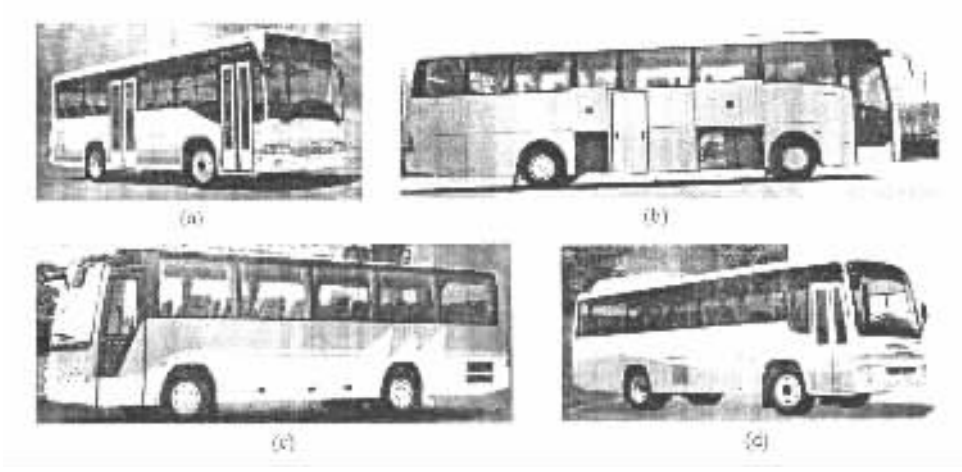


图 2－8－25 大客车的几种造型

客车的后面风窗设计常见的型式如图 2－8－26，后面包括车窗、尾灯及后掀盖。

现代大客车发动机后置时，因后排座椅要布置得高一些，故后风窗玻璃比较小，如图 2－8－26(a)，(b)。(b)是分割式的后窗，很有特色。

图 2－8－26 客车后窗的型式

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

第九章　汽车的装饰设计

第一节　汽车装饰的类别与特点

汽车的装饰件，是指那些需要由美工设计人员在遵循美学法则并考虑到材质、作用及影响的前提下，提供艺术设计方案后进行结构设计的车身附件。装饰件可分内饰、外饰两类。从作用上分也包括两类：一类是既有实际用途，又具有强烈装饰性的附件，如水箱罩、保险杠、轮辋、灯具、手柄等；另一类是对汽车结构和性能不起作用的“纯装饰件”，如标志、浮雕文字等。目前属于这种纯装饰件日益减少。例如，以往装饰条属于纯装饰件，但是现在很多车上采用保险杠防擦条和侧面防擦条，不但起装饰作用，增加动感，还能防止摩擦碰撞。车轮装饰罩也都由纯装饰件过渡到实用与装饰相结合的部件。

汽车装饰件是构成汽车艺术面貌的一部分，使汽车造型更完美。因此，汽车装饰应符合以下基本原则：

①装饰不能阻碍汽车功能的实现，应符合空气动力学的要求。

②装饰要在汽车造型或功能的主要部分下功夫，突出其重点，减少纯装饰件，多用保证完成功用前提下的装饰。

③装饰的风格要与整车总的设计风格相统一，不可与整车分离，更不可随心所欲地炫耀和滥用。

④装饰要简练，以少胜多。避免过多的、庸俗的、五光十色的装饰堆砌及对汽车功用和性能有不利影响的装饰。

⑤装饰的风格力求创新，有时代气息。要重视新材料、新工艺、新技术的应用，还要考虑其实施性和生产成本。

装饰件的设计布置和色彩搭配要符合美学规律，既要在统一中求变化，避免呆板单调，又要变化中求统一，增强艺术的条理性；既要有合适的比例，又要有合理的尺度，以满足人们心理和生理的需要，实现产品功能的优化。

汽车外部装饰件多数为电镀件，其光学效果非常强烈，与环境的关系比较密切，其体面形状及角度选择得当，就能反映周围环境的各种色彩，并能获得微妙的光学艺术效果。

汽车装饰件与汽车车身结构有密切联系，如果设计得当，不但有助于车身结构的简化，掩盖暴露在外面的结构缺陷，而且还能使汽车本身的性能更完善，获得更好的艺术效果。

第二节　实用装饰件设计

实用装饰件包括：散热器格栅、保险杠、汽车灯具、门把手、后视镜、车轮装饰罩、防护装饰条等。

一、散热器格栅

散热器格栅(又称水箱篦子、水箱罩、中网、进气格栅、水箱格栅)用于对散热器的气流进行导流和整流,以保证其散热效果。它是汽车前脸的重要组成部分,与其他各部分一起构成了汽车前部的艺术面貌。从轿车的发展过程,可以清楚地看出水箱罩与汽车前部及其他组成部分(发动机罩、翼子板、车灯、保险杠等)的相互关系。从20世纪40年代后期起,水箱罩横向发展的趋势已很明显;50年代初期的水箱罩,常常是用粗大的饰条交织而成;从60年代起开始,由于整体造型的发展,水箱罩形状亦有相应的改变,常常与头灯结合成一体,更精巧雅致。尽管汽车的散热器是一个直立的长方形,但现代大多数轿车,水箱罩的高度较小,仅能与散热器的一部分相对应,而在横向上却延伸得很显著——几乎占汽车前部的整个宽度。水箱罩的这个宽度往往不能被充分利用(有的汽车在它两边布置了暖气通风管),主要是使汽车前脸具有宽度感。但是某些欧洲轿车仍然采用与散热器形状相适应的水箱罩,例如英国轿车劳斯莱斯(Rolls-Royce)、德国奔驰及宝马系列轿车,使汽车外貌别具一格。近年来,货车和客车的水箱罩也有横向发展的趋势。

有些汽车,水箱罩的型式常常具有传统的艺术意义,例如我国红旗轿车的水箱罩形状有如中国式折扇,并有"光芒万丈"的意味,如图2-9-1(a);德国宝马双肾形水箱罩,是宝马车的一大特色,如图2-9-1(b);福特梯形钻石状前格栅,如图2-9-1(c);盾形倒三角散热器格栅是阿尔法·罗密欧系列的标志,如图2-9-1(d);捷豹的苹果的诱惑,如图2-9-1(e);还有沃尔沃的安全带,如图2-9-1(f);等等。

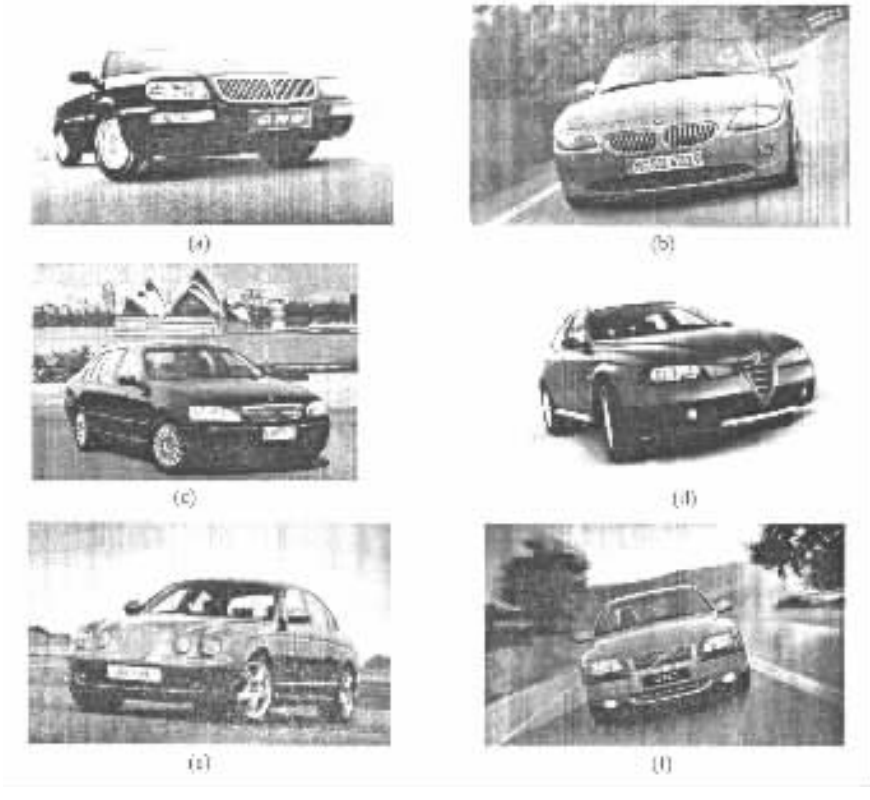


图2-9-1 几种特色散热器格栅

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

水箱罩常常用钢板、铝板、不锈钢冲压成形并经电镀抛光，有些货车常常将水箱罩喷上与车身色彩不同的漆。近年来，随着塑料制品在汽车上愈来愈广泛地应用，汽车上开始采用塑料的水箱罩，这种水箱罩颜色较深，显得更轻巧和朴素。在水箱罩造型时，应注意以下几点：

①水箱罩本身以及汽车前脸的形状；

②水箱罩前部空气的流动和散热器的散热效果；

③水箱罩的制造工艺；

④发动机罩前部的撞锁和保险钩的结构形式及其开启方式。

二、保险杠

汽车保险杠是吸收缓和外界冲击力，防护车身前后部的安全装置。它的防护结构应包括两部分：一是减轻行人受伤的软表层，主要由弹性较大的泡沫塑料制成；二是能吸收汽车一部分碰撞能量的装置，有金属构架、全塑料结构、半硬质橡胶缓冲结构、液压或气压装置等型式。保险杠分为两种型式：一种是与整体联系十分密切的型式，大多数轿车采用这种型式；另一种是有明显的独立型式，如美国的一些高级轿车。

传统的前后保险杠在造型方面与车身的连结，是完全不同的两部分，前后保险杠上表面与车门裙侧的防擦条处在同一水平位置，从前到后整个车身被这一线条明显地分成上下两部分。在材料方面，以金属材料为主，用厚度为 3mm 以上的钢板冲压成 U 形槽钢，表面处理镀铬，与车架纵梁铆接或焊接在一起，与车身有一段较大的间隙，好像是一个附加上去的部件。

随着汽车工业的发展，现代轿车的保险杠在造型方面，已成为整车造型的组成部分，与车身有机地融合成为一个整体，显得更为厚实、丰满。

在材料方面，前后保险杠除了保持原有的保护、防碰撞功能外，还要追求与车体造型的和谐与统一，追求本身的轻量化。为了达到这种目的，目前轿车的前后保险杠采用了塑料，这种塑料保险杠大体上使用聚酯系和聚丙烯系两种材料，采用注射成型法制成。国外还有一种称为聚碳酯系的塑料，渗进合金成分，采用合金注射成型的方法，加工出来的保险杠不但具有高的强度，还具有可以焊接的优点，而且涂装性能好，在轿车上的应用越来越多。

保险杠由中间主截面逐渐向两旁过渡而成。前轮罩外围部分的保险杠，可减少被撞的人或物所受到的伤害。其外部应尽量取较大的曲率半径并作圆滑过渡，避免尖锐处伤人。保险杠为弹性元件，可以吸收碰撞能量。

保险杠的艺术造型，应注意使它成为车身整体的一部分，而不应与整体脱离，并注意使其朴素、简洁。此外，前后保险杠的造型必须统一，互相呼应。图 2－9－2(a)，(b)所示为有明显保险杠的型式；(c)，(d)，(e)，(f)所示为无明显的保险杠型式，即把保险杠与车身设计或完全融为一体的型式。

另外，为了减少轿车在发生侧撞事故时对乘员的伤害，在轿车上通常在车门里面配有保险杠，以增强车门的防撞冲击力。这种方法实用、简单，对车身结构的改动不大，已经被普遍推广使用。

三、汽车灯具

作为重要的安全部件，汽车灯具组件的制造和安装都有标准规范，欧盟国家所有的汽车照明和信号装置都必须满足 ECE－R48－01 等有关法令的要求。北美(美国和加拿大)则采用 FVMSS 标准(联邦汽车安全标准)108 号，它的内容相当于欧洲法规。我国的汽车(摩托车)灯

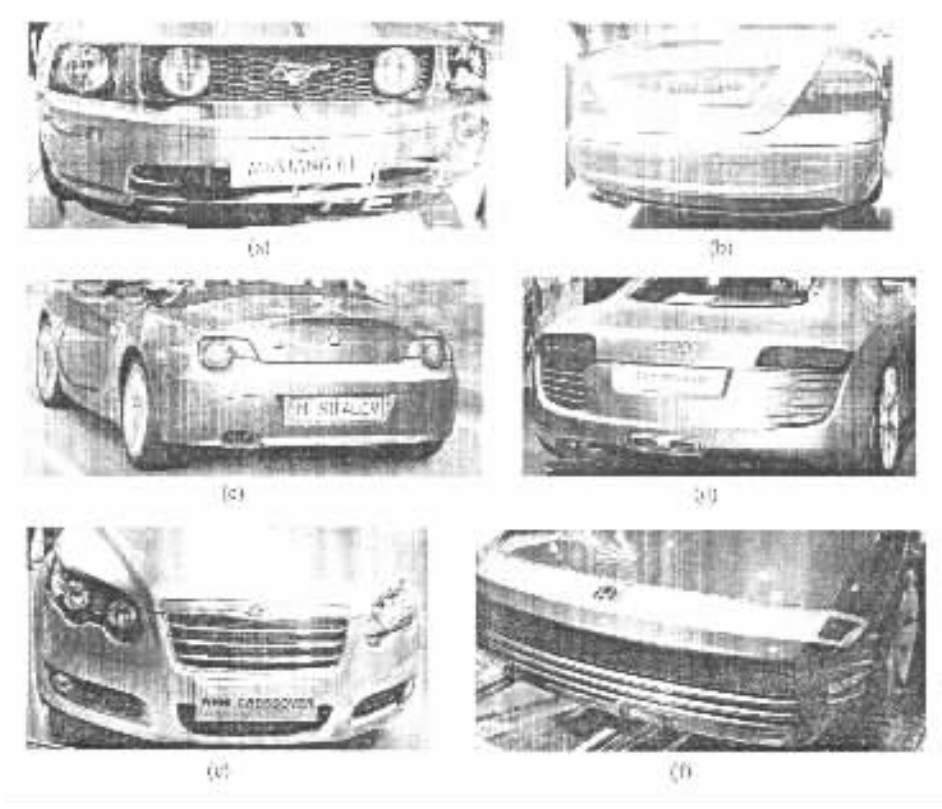


图 2－9－2 保险杠的几种型式

光强制性标准对机动车上安装的照明和信号位置的配光性能、光色与色度、使用的光源以及安装在车上的位置、数量、最小可见度等都作出了具体的规定。在我国的汽车(摩托车)灯光强制性标准的修订过程中,为确保与国际接轨,我们始终遵循一个原则,就是在考虑中国国情的基础上,尽可能等效采用 ECE 法规相应的技术条款。

汽车的灯具按其功能可分为照明类灯具和信号类灯具(信号装置)。照明类灯具包括:前照灯、前雾灯、倒车灯和牌照灯等。信号类灯具又可分为只在夜间使用的信号灯具:制动灯、位置灯、示廓灯、驻车灯、侧标志灯和回复反射器等;昼夜都使用的信号灯具:制动灯、转向信号灯和后雾灯等。照明灯具必须有足够的发光强度和适当的照射范围;指示信号的灯具亦须有足够的亮度,应使人在阳光下仍能看清楚。

目前比较流行的是组合式灯具,即将前照灯、前转向信号灯、前雾灯(或单个列出)等组合在一起,形成前灯总成;制动灯、倒车灯、后转向信号灯、后雾灯(或单个列出)等组合在一起,形成后灯总成。前后灯总成流行不等边四边形、菱形、眉形、圆形和花生形等。

作为设计师,在设计这些照明装置时,不应仅仅从艺术造型的角度去研究灯的尺寸、形状、位置和组合,还应考虑灯的发光面积及照射范围等实际用途,且必须严格遵守有关法规。

(1)照明类灯具

①前照灯。汽车照明灯光系统的重点是前照灯(又称头灯或大灯)。

其功能是照明,同时有装饰作用。在老式汽车上,头灯是暴露在外面的,其后壳是一个回转抛物线。这样的头灯会增加空气阻力,也不美观,目前仅在少数汽车上还能看到。从 20 世

纪 40 年代开始，将车灯连接于翼子板的壳包上。50 年代后期，头灯上部开始出现了帽檐，这种帽檐虽然能增强汽车的动感，但却违背了流线型原理。后来又全部埋入翼子板之中，逐渐地使头灯与翼子板的造型结合起来。一些跑车却采用符合流线型的头灯，灯罩常常与翼子板形成连续的曲面，以使气流能平顺地通过。

从 1958 年起，几乎所有的美国轿车都装上了并列的双头灯。后来双头灯又推广到欧洲汽车上。从 60 年代开始，汽车已将头灯列入水箱罩内，使汽车头部形成一个较完整的形体。近十几年中，大灯的外形仍在不断地得到改进，与车身嵌装组合为一个整体，越来越显露出它的装饰作用。前照灯就像人的眼睛，起到画龙点睛的作用，往往一个大灯的改形就可令新车增色不少。目前世界上普遍采用前照灯与转向灯一体的组合式前照灯。图 2－9－3 所示为前照灯的常见型式。

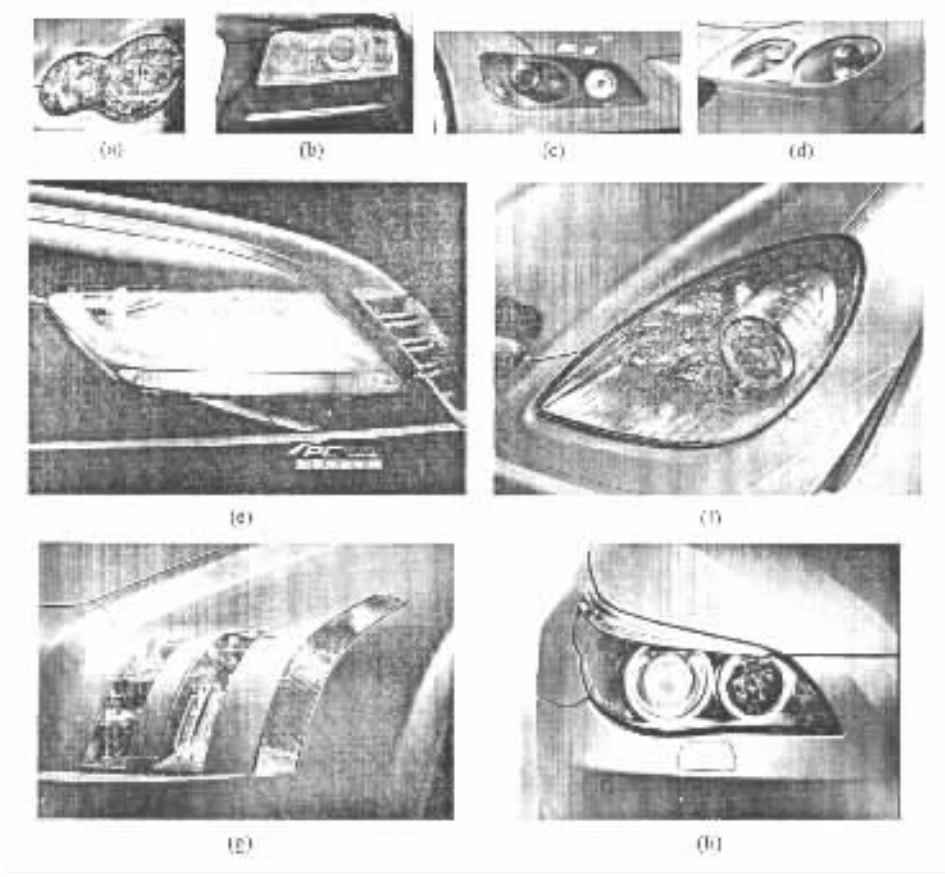


图 2－9－3　前照灯的几种型式

②前雾灯。前雾灯一般用黄色灯，因为黄色波较长对雾气穿透性比较好。它可以帮助驾驶员在雾天驾驶时提高能见度，并能保证使对面来车及时发现，以采取措施，安全会车。

前雾灯的设计风格随品牌、车型的不同而各异，大多数是圆形、椭圆形，也有异形。还有些新车前雾灯被设计在前大灯组合中，如图 2－9－4。

此外还有倒车灯、牌照灯等。

(2)信号类灯具

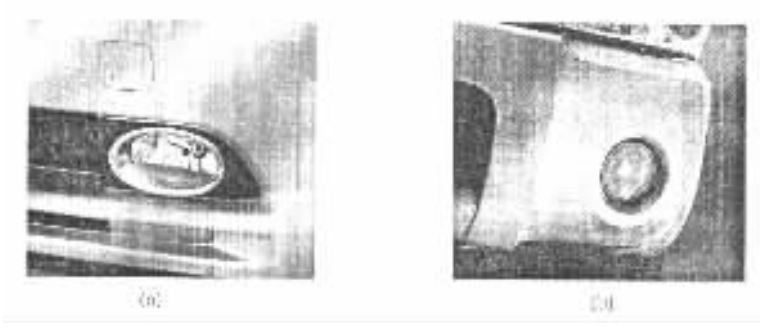


图 2－9－4 前雾灯

汽车后部一般有制动灯、信号灯等。现代汽车一般采用组合式，其组合型式如图 2－9－5。

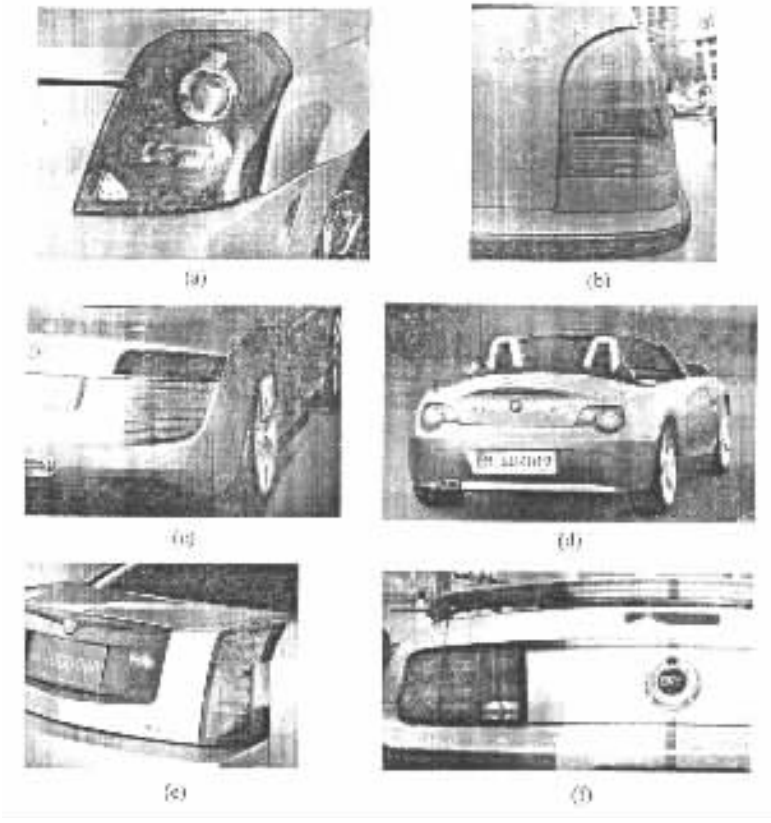


图 2－9－5 后车灯的几种形式

①制动灯。即刹车灯，从车辆后方观察，表明车辆正在制动的灯具。制动灯（左右各一只）一定是红色。

· 一般刹车灯：安装在与尾灯相同或接近的位置，其形状一般与后灯等组合在一起。

· 高位刹车灯：安装在汽车后风窗玻璃处安装的高位刹车灯，因距尾灯较远，位置又较高，驾驶员踩刹车时，其信号更易为后面的车辆发现，刹车状态显示的效果更为理想。

②转向信号灯。一般转向信号灯在前脸、侧面、尾部各一对，使人们从各个方向都能看到，

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

以减少交通事故。其前面光色是橙色，后面光色是红色或者橙色。此灯是在车辆转向时开启，断续闪亮，以提示前后左右的车辆和行人注意。

此外还有位置灯、示廓灯、驻车灯、标志灯和回复反射器等。

四、门把手

门把手，不仅是启闭门的功能件，而且也是装饰件。可分为按钮式、手抠式、掀拉式和旋转式。

(1)门锁外把手

这个附件装在车门外侧面，根据流线型要求，它应该是一个水平方向的流线体。此外还应与手的形状相适应。它的造型与颜色要与整车相协调，达到和谐美并增加动感。图 2－9－6 所示为门外把手的几种型式。

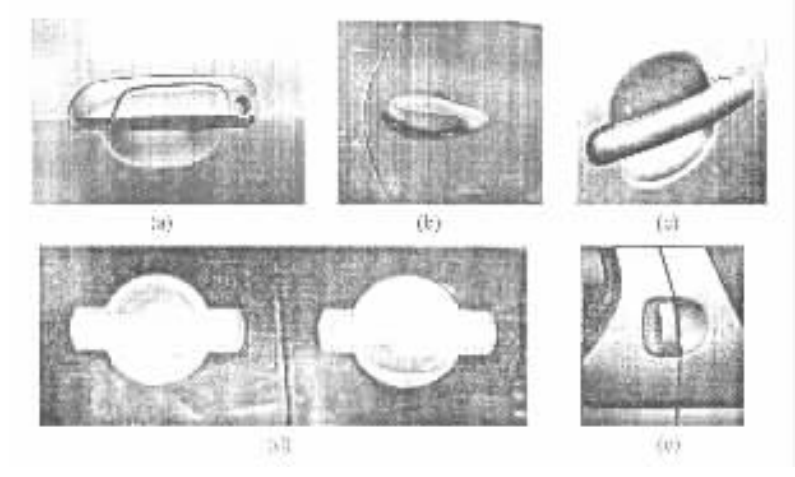


图 2－9－6　门外把手

(2)门锁内把手

门锁内把手有三种形式：旋转式、掀拉式和手抠式。少数舌式门锁的内、外把手是装于同一转轴上的，这样的结构较简单，内把手应布置在比较方便的位置，如图 2－9－7。

现代轿车门把手也有不在凸出车身表面之外的，个别情况门把手也有垂直方向布置的，等等。

五、后视镜

汽车后视镜反映汽车后方、侧方和下方的情况，使驾驶者可以间接看清楚这些位置的情况，它起着“第二只眼睛”的作用，扩大了驾驶者的视野范围。

汽车后视镜属于安全件，它的镜面、外形和操纵都颇讲究，其质量及安装都有相应的行业标准，不能随意。

后视镜以安装位置划分，有外后视镜、下后视镜和内后视镜。以用途划分，外后视镜反映汽车后侧方，下后视镜反映汽车前下方，内后视镜反映汽车后方及车内情况。用途不一样，镜面结构也不同。一般后视镜镜面主要有两种，一种是平面镜，另一种是凸面镜，镜面呈球面状，具有大小不同的曲率半径，它的映像比目视小，但视野范围大，好像相机“广角镜”的作用，这种凸面镜常用做外后视镜和下后视镜。图 2－9－8(a)，(b)，(c)，(d)所示为几种外后视镜的造型；(e)，(f)，(g)所示为内后视镜的造型。

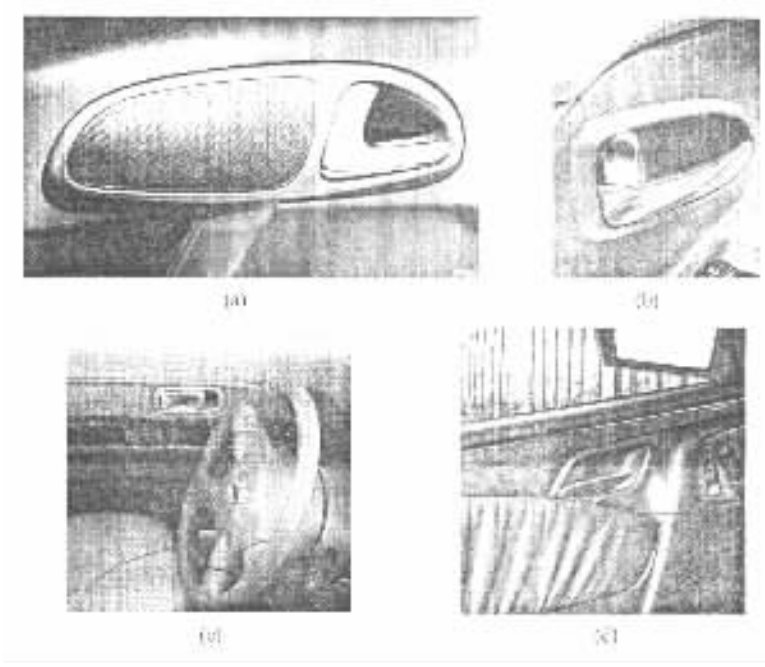


图 2－9－7 门内把手

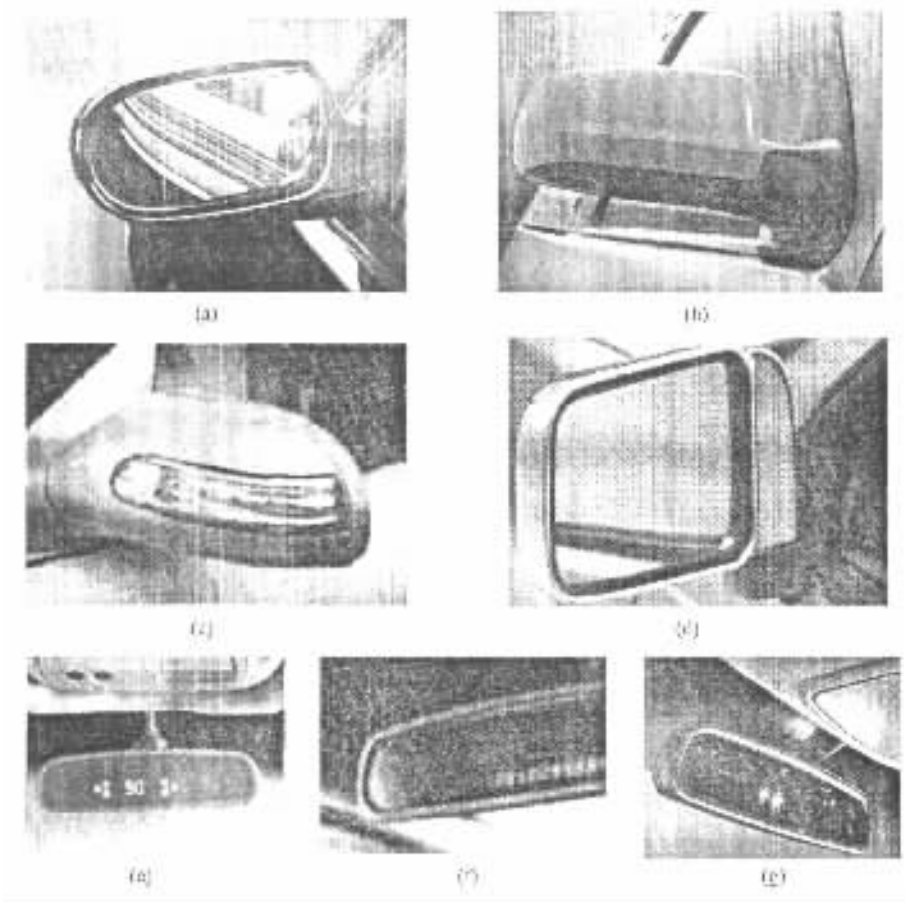


图 2－9－8 后视镜的几种型式

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

外后视镜外形轮廓影响到车身的外观及尺寸，而且随车速的提高，也影响整车的空气动力性，因此设计者应从艺术与功能方面去考虑其设计。

随着科技的发展，用摄像系统取替后视镜已经成为一些厂家今后的新目标。它通过车辆两侧和车尾的摄像装置及红外线装置，将摄到的图像在后视显示屏上显示出来。

六、车轮装饰罩

车轮装饰罩可以用来装饰轿车及一些外观要求较高的客车，掩盖车轮暴露在外面的不美观结构，增加汽车下部的亮度，使汽车的艺术面貌更完整。例如金杯 SY6480B2、神龙富康。现在大多数汽车车轮轮辋、轮辐乃至轮毂由合金压铸成型，本身就制作得非常精致，有动感，不需要另外再加装饰罩。

制动器在刹车时会产生大量的热量，需及时通风散热。在车轮罩上要开通风孔，既减轻重量也减小转动惯量，又具有散热的作用。车轮罩可分为辐条式、辐板式和综合式，如图 2－9－9 中，(a)，(b)为辐条式；(c)，(d)为辐板式；(e)，(f)为综合式。综合式既有辐条式的特点，也有辐板式的特点。

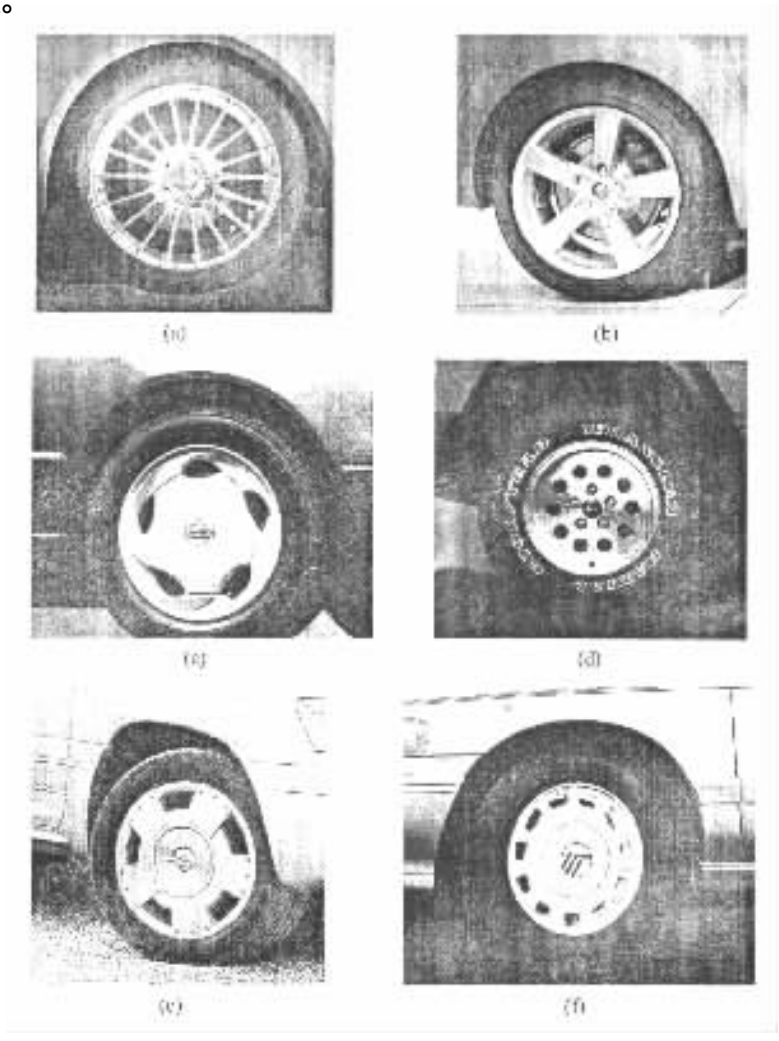


图 2－9－9　车轮罩的型式

七、防护装饰条

防护装饰条是装于轿车侧面或保险杠上的，有保险杠防擦条和侧面防擦条两种。护条的安装高度应符合规定，以便在汽车相撞时两车的保险杠或护条能首先接触。防擦条对保护汽车的漆面，增加车身的观赏性同样起到很好的作用，所以它的材料要柔性好、高温保形性好、抗擦伤力强、容易上漆等，而这些材料大都采用聚氯乙烯、乙丙烯橡胶等材料，用注射成型或挤压成型方式做成。如图 2－9－10。

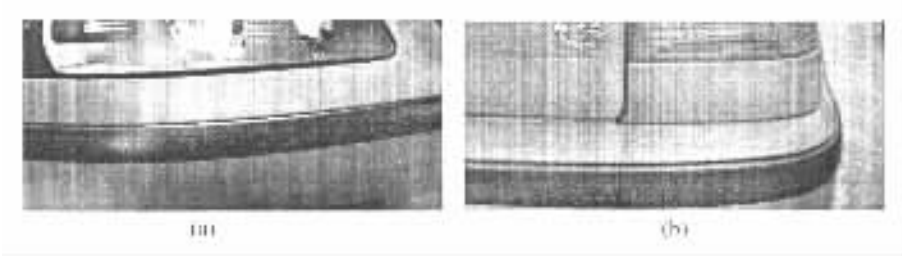


图 2－9－10 防护装饰条的型式

第三节 纯装饰件设计

纯装饰件包括 标志、浮雕式文字、装饰条。纯装饰件有日益减少的趋势。

一、标志

汽车的标志虽然面积很小，但体现的内容却是很丰富的。这就要求设计者必须具有高度的概括能力和精确、生动的艺术手法，以最简练的艺术形象表现出主题思想，以鲜明的色彩和严谨的构图来表达装饰效果。汽车的标志反映民族特点，而且不同的公司也有不同的风格。这一部分将在九章四节专门讨论。

二、浮雕式文字

浮雕式文字常常以美术字的形式出现，有方块字，也有拉丁拼音字母，甚至可以书写成“动”的活跃形式。它们大多数是金属电镀件，也有直接在汽车的覆盖件上冲压出字样来。浮雕式文字可布置于发动机罩前端、水箱罩的正面、行李箱盖的后面、前后翼子板的侧面等，排列方式常常是横向的，也有少数是垂直方向的。

车身上的这种文字一般表现以下几种意义：

①表示公司的名字。如 TOYOTA（丰田），东风悦达－起亚，上海大众等。图 2－9－11（a）表示公司的名字。

②表示汽车的名字或牌子。如 PASSAT（帕萨特），GOLF（高尔夫），OUTLANDER 等。图 2－9－11（b）为汽车的名字。

③表示汽车的结构特点。如 4×4 表示四轮驱动。

④表示汽车发动机特点。如 V－8（V 型 8 缸），TDI（涡轮增压直喷柴油机），318Ci（3 系列，发动机排量为 1.8 升，“C”表示硬顶或敞篷，“i”表示汽油机）等。

本作品为本书 www.bookw.com 独家下载

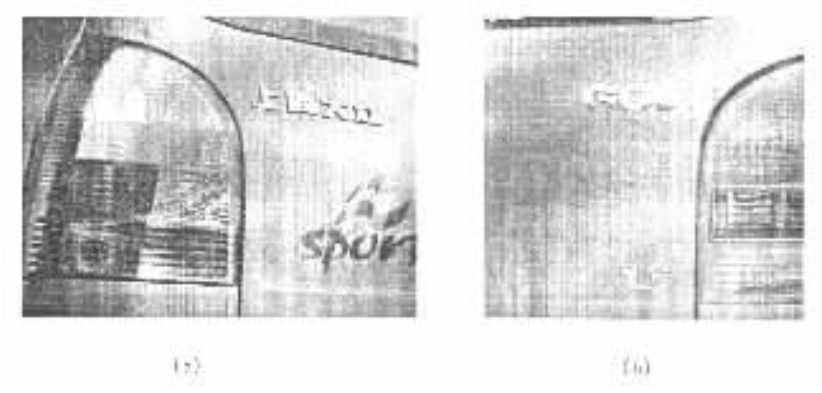


图 2－9－11　汽车上的浮雕文字

此外还有表示车身特点的，如 CONVERTIBLE（开式车身），HARD－TOP（硬顶车）等；表示传动系特点的，如 HYDRAMA－T'IC，DYNAFLOW（两种形式的液力传动）等。

汽车上的几种浮雕文字应清晰、易识、艺术性强，笔画的宽度一般要在 6mm 以上，以便在一定距离内辨认。

三、装饰条

装饰条的作用有以下几方面：

①强调汽车的动感；

②使汽车整个艺术形体的明暗布局更完善；

③纠正汽车比例不匀称的感觉；

④掩盖车身上一些不美观的缝隙；

⑤作为两种色彩的分界，在色彩上起着承上启下的作用；

⑥作压条。

图 2－9－12 所示为汽车上装饰条的型式及装饰效果。其中（a）为汽车侧面的装饰条，起水平划分作用；（b）为贯穿整个车身周围的在保险杠上的装饰条；（c）为非等截面的装饰条；（d）为直接在车身上冲压的起装饰作用的装饰条。

装饰条有两种，一种是等断面的装饰条，是指在装饰条的全长上各个断面均相等；另一种是不等断面装饰条，是指在装饰条全长上一些断面不相等。

装饰条可用钢板制成并经镀铬抛光，或用铝板制成后经抛光。等断面装饰条可用板料辊压或拉制，也有用铝合金挤压成特殊断面形状的棒料。不等断面的装饰条常常是用钢板或铝板冲压而成。

为了加强动感，装饰条应是水平地（或倾斜度不大）从前到后贯穿汽车的侧面。垂直的装饰条只可与水平的装饰条并用，如窗框，不可单独使用。装饰条不宜过多过宽，否则会喧宾夺主，使人眼花缭乱。轿车窗边饰条宽度常在 20mm 以下，侧面中部和侧面底部的装饰条宽度在 30～40mm 左右。

在两块板料的接缝处或两种色彩分界处，都可采用装饰条。前一种宽度较大，常常用于客车上，以掩盖不美观的结构；后一种称为分色装饰条，其宽度较小，用于过渡。此外，在汽车的室内，常常利用装饰条作为覆饰材料的压条。

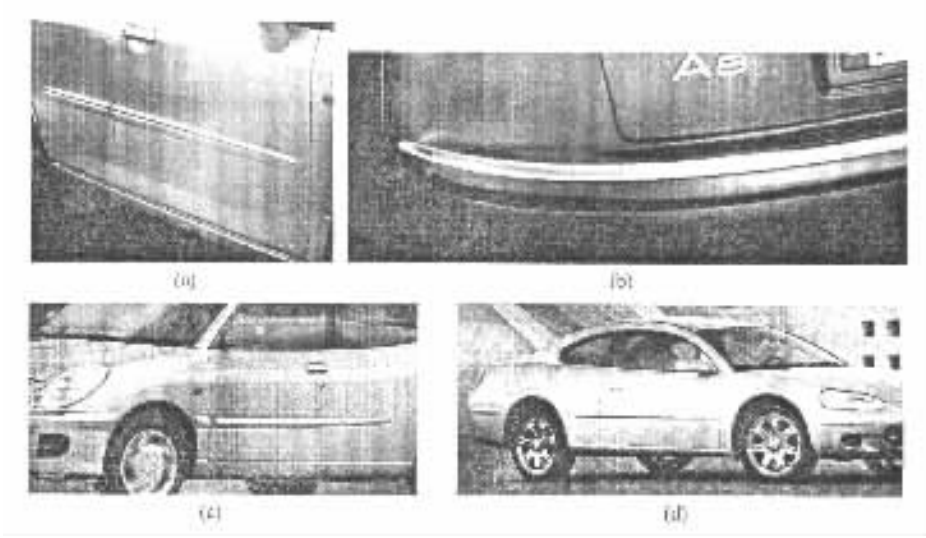


图 2－9－12 装饰条的型式

装饰条断面形状不但要与车身形状相协调，还要具有良好的光学效果。比如宽度较大的装饰条的表面若是平的或曲率不大的曲面，由于它所映照的外界物像的影响，常常使人觉得它既不平，也不直。装饰条的断面处理得好，就能闪闪发光，丰富多彩。（见七章四节）

第四节 汽车标志设计

一、标志分类

标志是一种大众传播符号。它以各种精练的形象表达一定的涵义，将经营理念、企业文化、经营内容、企业规模、产品特性等要素，传递给社会公众。标志代表企业全体，对生产、销售商品的企业而言，是指商品的商标图案。商标俗称“品牌”，是现代商品经济社会的重要工业产权，也是特定商品形象的标志。其作用是区别某企业产品和其竞争企业的同类产品，即区别商品形象，代表商品信誉。简单地讲，商标是商品的符号化的标志。通过这种符号可以辨别商品。

汽车标志是随着汽车生产和销售的发展而产生的。车标，顾名思义，就是汽车的标记，也可喻为汽车的身份证或汽车的艺术名片。它装饰在汽车头部、尾部及明显的部位上，光彩夺目，在向人们炫耀着公司和汽车辉煌的历史。它又如汽车文化乐章中的精彩的音符，伴随着飞转的车轮，谱写着一曲曲动人的旋律。它将人们带进了汽车发展的知识殿堂。不同的汽车品牌，都有一段传奇的故事，它以或创始人的姓名或所在地的城徽，或以象征性的动物，或以其他不同寓意的图案，在讲述汽车百余年历史的风云。

标志的分类方法很多，从其造型手法来看，一般可分为文字标志、图形标志、图形与文字组合标志。

(1)文字标志

文字标志是指仅用文字构成的标志，这类标志是以汉字、外文字母和阿拉伯数字等组合加以装饰或变体而形成。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

一般以汽车公司的名称或名称缩写居多，例如大众汽车标志为 Volks Wagenwerk 的首字母 V，W 组合而成；凌志汽车标志为 Lexus 的第一个字母；福特汽车的标志就是其公司全称 Ford 等。当然这些标志不是简单的字母或汉字，而是经过艺术加工，具有了“图”的特征，有很高的艺术美感，而且使人对商标的所有者加深印象，直接知道汽车的生产者或经营者从而树立企业形象，但也有不足之处，就是受到民族、地域的限制，如汉字标志在国外不易识别，同样，外国标志在我国也不易识别。

(2)图形标志

图形标志是指仅用图形构成的标志。在汽车标志中应用非常普遍，它可采用各种动物图形及几何图形等构成。这种标志的特点是比较直观、艺术性强、富有感染力，且不受语言的限制。图形标志又包括抽象型和具象型两种。

①抽象型：这类标志是以各种几何形或不规则形组成的标志形象。例如别克汽车标志由三把剑组成；林肯汽车标志的四角启明星；奔驰汽车标志的三叉星；奥迪汽车标志的四连环；丰田汽车标志的三椭圆图；雷诺汽车标志的四重菱形等等。

②具象型：是以动植物、自然风景等具体的物像为对象进行艺术加工、变化构成的图形标志。如美洲虎汽车标志为矫健的美洲虎头像；凯迪拉克汽车标志为皇家贵族的冠与盾等。

(3)组合标志

组合标志是指由两种或两种以上成分相结合构成的标志，也称复合标志。如一汽公司的标志是数字“1”和汉字“汽”组合变形形成了一只展翅飞翔的雄鹰；宝马汽车标志为蓝天白云螺旋桨与 BMW 的组合；法拉利汽车标志为一匹跃马与 Ferrari 的组合等。

还有一种象征性标志，它是立体的，而不是平面的或浮雕的。这种标志一般位于发动机罩前端，它的作用与特点与平面标志很相像，如中国的红旗；劳斯莱斯的飞翔的女神；奔驰汽车的三叉星等。

二、典型标志分析

(1)大众汽车标志

大众汽车公司商标像一个圆形的眼睛，“眼睛”中叠加着“V”“W”两个字母，它们是德文伏克斯瓦根(Volks Wagenwerk)词组中两个单词的第一个字母，由此而设计的大众车标。该图案简洁、大方、明了。Volks Wagenwerk 在德文里的意思是“大众化车”，这是公司创建时的宗旨，因此，它既是公司的标志，也是汽车的商标，如图 2－9－13(a)。

(2)中华轿车标志

中华轿车是中国百年汽车工业成熟业绩的表现。它以中华轿车名字的第一个字“中”及外圆构成标志，并将“中”字进行艺术变形，形成了金杯的图案，体现华晨前身金杯的形象。中华标志不但产生强烈的视觉冲击，也给人留下了深刻的印象，如图 2－9－13(b)。

(3)别克汽车标志

别克汽车的车标形似三把颜色不同并依次排列不同高度位置上的利剑，给人一种积极进取、不断攀登的感觉；它表示别克采用顶级技术，刃刃见锋；也表示别克培养出的人才个个游刃有余，是无坚不摧、勇于登峰的勇士。三把剑采用了不同的颜色，排列位置依次升高，在统一与对称中运用了变化与均衡，使标志富于变化，更加醒目，避免了由于只有统一和对称造成的呆板、凝滞，如图 2－9－13(c)。

(4)戴姆勒－奔驰汽车标志

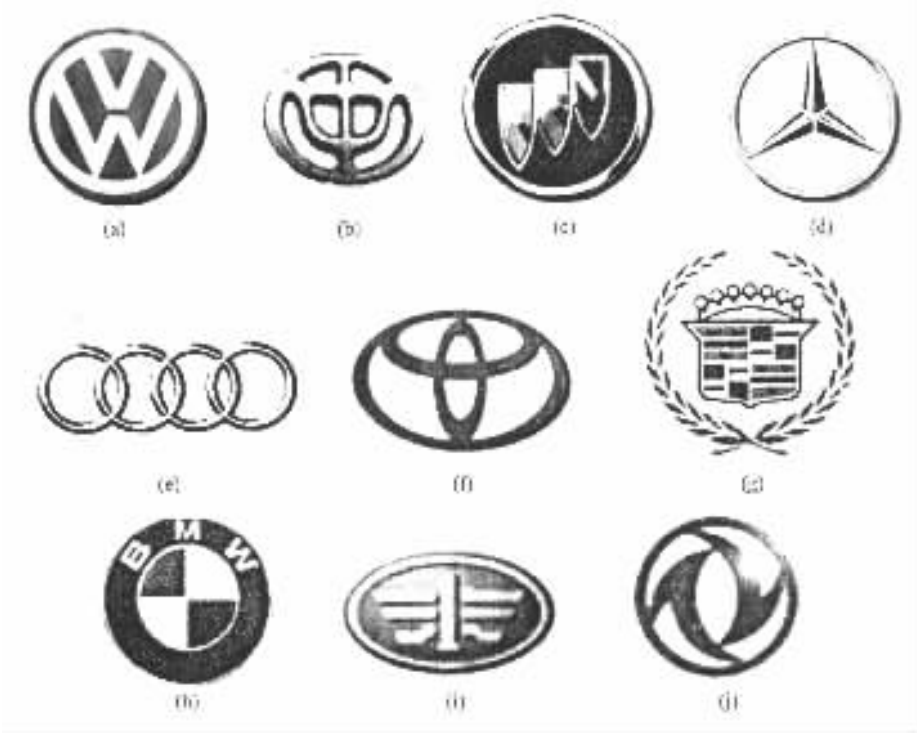


图 2－9－13 汽车标志

1909 年奔驰汽车公司设计了一个代表吉祥、胜利的月桂围绕着 BENZ 字样的圆形图徽作为它的汽车商标。1909 年戴姆勒公司把代表戴姆勒在陆海空三个领域实现机动化宿愿的三叉星注册为正式商标。1916 年戴姆勒汽车公司将艾米尔·耶利内克女儿的名字 MERCEDES 和三叉星合并形成一个新的商标。1926 年 6 月 29 日戴姆勒与奔驰联手后，将两者的标志结合起来，用奔驰的月桂枝围绕着戴姆勒的三叉星，MERCEDES 的字样在上面，BENZ 的字样在下面，现在该公司标志以及汽车散热器上的立体图案是简化了形似转向盘的一个环行圆圈绕着三叉星，并以月桂枝包围着的 MERCEDES、BENZ 的圆盘为底座。三叉星表示陆海空领域全方位的机动性，环形图显示其营销全球的发展势头。奔腾飞跃，驰骋千里，充满活力动感，这正是对梅塞德斯－奔驰汽车的最佳写照。如图 2－9－13(d)。

(5)奥迪汽车标志

奥迪汽车公司是由奥迪、霍希、旺尔达、蒸汽动力车辆厂(Adui，torch，Wanderer，DKW)四家德国汽车公司在 20 世纪 30 年代组合而成。从那时起公司就选择象征着四家汽车公司紧密联合的四连环图案作为汽车的标志，并一直延续至今，车标由 4 个半径相等紧扣着的圆环组成，四圆环表示公司当初由奥迪、霍希、旺尔达、蒸汽动力车辆厂四家公司合并而成，半径相等的四个紧扣连环，象征公司成员平等、互利、协作的亲密关系和奋发向上的敬业精神。如图 2－9－13(e)。

(6)丰田汽车标志

丰田汽车车标由三个椭圆构成。外边的大椭圆表示地球，大椭圆内的一个横向椭圆和一个纵向椭圆构成一个“T”字，是 TOYOTA(丰田)的第一个字母，代表丰田汽车公司。标志富有动感，表示汽车在世界上永远发展。其内涵正如该公司所解释的：它象征着丰田立足于未来，对未来的信心和雄心；它象征着丰田置身于顾客，对顾客的保证；它象征着丰田的技术之高和

本书由“超星数字图书馆”提供，版权所有，请勿用作商业用途，请勿传播，请勿下载

革新的潜力。如图 2－9－13(f)。

(7)凯迪拉克汽车标志

凯迪拉克车标图形上为冠、下为盾,周围为郁金香花瓣构成的花环。冠上的 7 颗珍珠显示出了皇家贵族血统,盾象征着凯迪拉克军队的英勇。盾分为 4 个等份。第一个和第四个等份是门斯家族的金底纹章,中间是横穿过的深褐色棒,棒把 3 只相同的黑鸟分开,两只在上,一只在下。这些没有腿和嘴的黑鸟象征着基督教武士的智慧、富有和完美的道德,鸟为 3 只代表智慧、富有、品德三位一体。第二个和第三个等份为红色和银色块,也以对角排列,代表凯迪拉克家族拥有广阔的土地。红色象征着勇敢和大胆,银色表示纯洁、博爱、美德和富有。纵横相接的白杠表示了凯迪拉克家族在十字军战争的遥远战场上更富有骑士的勇猛。凯迪拉克的盾形纹章表现了底特律城创始人的祖先的勇气和荣誉。车标喻示着凯迪拉克牌汽车的高贵、豪华、气派和潇洒。如图 2－9－13(g)。

凯迪拉克——皇室贵族的冠与盾。

(8)宝马汽车标志

宝马汽车车标在双圆环的上方标有 BMW 字样,这是公司全称 3 个词的首位字母缩写。车标内圆为蓝白两色相间的螺旋桨图案,代表着在蓝天白云和广阔时空旅途中运转不停的螺旋桨,象征该公司过去在航天发动机技术方面的领先地位,又象征着公司在广阔的时空旅途中,以创新的科技、先进的观念,满足消费者最大的愿望,反映了宝马公司蓬勃向上的气势与日新月异的面貌。

宝马为意译,喻意该车犹如一匹宝马。如图 2－9－13(h)。

宝马——蓝天白云螺旋桨。

(9)第一汽车集团公司汽车标志

第一汽车集团公司车标是由阿拉伯数字‘1’和汉字‘汽’两个字艺术化的组合,构成一只展翅飞翔的雄鹰。同时也是第一汽车制造厂打印在零件上的一个产品商标。该标志既代表不断进取、展翅高飞的中国一汽精神,又代表了中国汽车工业冲出国门、走向世界的决心。如图 2－9－13(i)。

一汽——展翅飞翔的雄鹰。

(10)东风汽车标志

东风汽车车标,含义是双燕舞东风。它格调新颖,寓意深远,使人很自然地联想到东风送暖,春光明媚,神州大地生机盎然的景象,给人以力量。东风汽车公司原名第二汽车制造厂。二汽的‘二’字寓意于双燕之中,戏跃翻飞的春燕,外圆代表车轮,象征着东风牌汽车车轮不停地旋转,如图 2－9－13(i)。

东风——双燕舞东风。

三、汽车标志设计

标志是视觉形象的核心。它构成企业形象的基本特征,体现企业的内在素质。标志不仅要具有强烈的视觉冲击力,且要表达个性和时代感,更是社会大众认同企业品牌的依据。因此,标志设计在整个视觉识别系统设计中,具有重要的意义。

(1)标志的特性

①识别性。它是标志的基本功能。借助独具个性和强烈的视觉冲击力,使之更清晰、夺目,易于识别记忆。在企业信息传达中,标志是最具认知、识别功能的设计要素。如人们看到

轿车上的四连环就知道是奥迪,看到蓝天白云螺旋桨就知道是宝马等。

②领导性。标志是视觉传达要素的核心,也是信息传达的主导力量。它扮演着决定性、领导性的角色。标志的领导地位是企业经营理念和经营活动的集中表现。它贯穿和应用于企业的所有相关的活动中,不仅具有权威性,且体现在视觉要素的一体化和多样性上,其他视觉传达要素都以标志为中心而展开。

③同一性。标志代表着企业的经营理念、企业的规模、经营的内容和特点,因此,它是企业精神的具体象征。可以说,社会大众对于标志的认同就等于对企业的认同。只有企业的经营内容和外部象征与企业标志相一致时,才有可能获得社会大众的认同。所以标志一经确定,就不能随意更改,否则会影响社会大众对企业的信心,以至造成一些不良影响。当人们看到飞翔女神便知是在世界车坛享有崇高地位的劳斯莱斯,该公司以团结奋进、精诚合作、共同创业的精神创造了当今世界最尊贵、最豪华、最气派的帝王之车。

④造型性。标志设计的题材和形式多样,如中文字、图像图案、几何图形等,无论采用哪种题材和形式,都须具有良好造型。好的造型不仅能提高标志传达效率,增强消费者对商品品质的信心与企业形象的认同,且能给人以美感,大大提高标志的艺术价值。

⑤系统性。标志一旦确定,随之就应展开标志的精致化作业,其中包括标志与其他基本设计要素的组合运用。其目的是对标志的应用进行规划,使之系统化、规范化、标准化。此外,当视觉结构走向多样化时,可用强有力的标志来统一,如采用统一标志不同色彩等方法来强化企业系统化精神。

⑥简捷性。现代汽车造型趋向简捷明快,标志设计也应与之相适应。

⑦时代性。标志形态须具有鲜明的时代特征,特别是许多老企业有必要对现有标志形象进行改进。但如原标志已使用多年,并建立了信誉,新设计应尽量在保留旧有形象的基础上,增加新颖的造型要素,这样既保持了原商标的传统信誉,又跟上了时代的潮流。比如奔驰标志由最初的由奔驰的月桂枝围绕着戴姆勒的三叉星和上面 MERCEDES 的字样及 BENZ 的字样组成,简化成了圆盘围绕的三叉星。

上述几点说明标志需体现内容和艺术形式的结合。设计标志的难点是如何准确地把形象概念转化为视觉形象,而不是简单的像什么或表示什么。即要有新颖独特的创意,以鲜明强烈的个性和完整的艺术形象将其表达出来。因为标志设计不仅仅是一个图案设计,而是要创造出一个具有商业价值的符号,并兼有艺术欣赏价值。标志图案是形象化的艺术概括。设计师须用生动具体的感性形象去描述它、表现它,使标志主题思想深化,从而达到准确传递信息的目的。标志设计的主题、素材是标志设计的根本依据,好的创意必定来自对主题本身的挖掘,因此,只有牢牢地把握住主题,展开辐射式思维,全方位地探索,方能找到最佳的定位点。企业标志的主题一旦确定,造型要素、表现形式与构成原理才能展开。不重视主题的选择,或者带有随意性和主观性的做法都会使设计事倍功半。即使标志图形本身非常美。也只能是装饰而已,既不符合企业的实际,也没有长久的生命力。

(2)标志的题材

①以企业理念为题材。企业理念包括企业的宗旨、含义及企业文化等,一般比较抽象。将企业独特的经营理念和企业精神、企业文化,采用具像化图形或抽象化的符号,具体地传达出来。通过含义深刻的、单纯的图形视觉符号,唤起社会大众的共鸣与认同。随着企业的产品、服务、广告传播活动的开展,使标志图案与企业形象具有同一性。一般可以运用借喻、象征、联想和谐音等手法来进行构思。日本三菱公司汽车标志用钻石的图形来体现公司追求一流质

本作品为[illegible]免费下载

量、一流服务的宗旨。

②以企业名称、品牌名称与其字母组合为题材。这类题材的设计特点，在于求得字首形成强烈的视觉冲击力，强化字首特征，增强字体标志的可视性，发挥相乘倍率的效果。本田汽车标志是本田(Honda)的第一个字母 H，H 标志使人们一眼就能认出是本田汽车。

③以企业名称、品牌名称与图案组合为题材。这种设计形式是文字标志与图形标志综合的产物，兼顾文字说明与图案表现的优点，具象与抽象相结合。两种视觉样式相辅相成。宝马汽车标志为 BMw 与蓝天白云螺旋桨相结合，既有公司名称缩写，又有表意的图案。

④以企业名称、品牌名称为题材。这种设计可以直接传达企业情报。一般在企业名称的字体设计中，采用对比的手法，使其中某一字体具有独特的差异性，在平面设计中也称为对比或特异，以增强标志图形的视觉冲击力。往往特异的部分，亦是标志的意义重点，是标志图形的注目点和特征，也是企业信息的主要内容所在，具体辨认、识别和记忆的功能。如福特汽车标志蓝底白字的 Ford，醒目、易辨、易记。

⑤以企业或品牌的历史传播或地域环境为题材。这样可以引导消费者对企业产生权威感，认同感和新鲜感。此类标志多采用该地城徽、具有代表性的动植物、当地人喜欢的色彩或一些传说等形式表现，简练、生动、个性突出，其他标志很难与之雷同。如宝时捷汽车标志中间部分采用了斯图加特城徽，徽章中间是当地所产的名马；阿尔法·罗米欧汽车标志外圈上部采用米兰市徽的外圈，左侧十字部分来源于十字军从米兰向外远征的故事，右侧为维斯康泰公爵家徽的一部分。

(3)标志的设计与修改

在标志设计过程中要遵循美学法则，这些内容在第 3 章已经详细介绍。设计完成之后，还要进行市场调查，如果消费者对其标志反映不好，应进行修改，比如中华轿车最初的标志是圆环内一个有棱有角的篆书“中”字，形象呆板，并且和中国银行的标志相似，所以修改为现在的体现中华、金杯特征，并具有动感，增强了其艺术效果。

当然修改是就新标志而言，一些国际知名品牌汽车的标志都有其一定的背景与来源，并且已经树立了崇高的形象。不可轻易更改。

经过长期的发展与变更，标志设计日趋专业化。由于各国的文化背景不同，也就形成了各自的风格特征。在德国，标志趋向直线几何形，形式严谨，一般用高度概括的视觉图形来传递信息，在规律化中表现工整均齐，具有理智、严肃的感觉，如奔驰、大众汽车的标志。法国的标志设计与美术一脉相承，强调幽雅和自由的表现，在不规则中求均齐平衡，活泼轻松，含有生动多姿的浪漫色彩标志，如雷诺汽车的标志。日本体现东方文化传统的直觉设计和欧洲的构成主义的形式集为一体，特别是受美国的设计艺术影响，创造了自己的设计风格，如本田、马自达汽车的标志。美国的标志设计则倾向于活泼的自由空间组合，讲究新颖，表现了强大的活力，奔放而强烈，如凯迪拉克、别克汽车的标志。但是目前各国的标志形式和艺术语言的发展趋势已逐渐向国际通用化方向发展。

在设计汽车标志时，应该考虑他的材料和加工工艺。电镀件和透明塑料是现代汽车标志常采用的材料。根据这些材料，可以采取很多不同的工艺处理手法。现代汽车标志设计，有两种明显的趋势：一种是主张采用较复杂的构图，采用新工艺和新材料方法，使它显得富丽多彩。这种标志的缺点往往是颜色不耐久，经不起恶劣气候的侵袭，容易褪色。另一种主张采用简单含蓄的几何图形，显得简洁朴素，可以适应多种不同的工艺方法(如冲压、铸造、电镀、油漆等)。这两种形式都很普遍，各有长短。

第十章 汽车室内设计

第一节 对汽车室内设计的要求

汽车的室内设计及装饰设计应满足如下要求：

①保证驾驶员工作方便，减少疲劳，并给乘客创造舒适、闲静的休息环境。

②保证驾驶员和乘员有良好的生理和心理反应，保证行车的安全性。

③保证汽车室内的多功能性，如通讯、电视、音响等。

④室内零部件选型的整体协调性。

同时，室内设计，要注意其色彩以及与汽车外部色彩的关系，并使整个室内的色彩围绕主色调进行变化。

汽车室内装饰的一个最主要问题，是装饰材料的选择和处理。即要考虑装饰材料的色彩和质感，充分发挥它们的装饰性能。色彩有时与材料的质感是相辅相成的，如黄色是暖色，蓝色是冷色，但黄色的草席却具有凉快感而蓝色的呢绒却有温暖感。

另外，对于装饰材料，除有良好的装饰性能外，还应满足足够的撕裂强度，以免受尖硬物质反复刮、压而破裂。同时还要有一定的耐磨性、透气性、吸湿性、耐高温、低温和抗腐能力及抗燃的能力，并且重量要轻。

选择合适的材料，设计良好的造型，采用合适的工艺才能保证室内装饰设计取得令人满意的效果。现代汽车内部造型设计的发展趋势是“整体感”。所谓整体感就是整个内部环境形成一个完整而协调的造型设计主调。它是由各个部分的形体、色泽和材料肌理几个方面来体现所形成的环境，是由许多局部有机联系起来的。如果取消或改变一个局部造型，都可能产生不完整的感觉。

第二节 仪表板的造型设计

一、仪表板的布置要求

首先仪表板是汽车内的一个主要部件，是全车操纵控制与显示的集中部位。其造型设计及布置是以驾驶员能对仪表进行有效的观察和对各种控制件的可操作性与方便性为依据。因此仪表板的布置应根据国际标准规定来确定所有仪表、显示器和主要操纵控制件的位置。例如国际标准 ISO 3958《道路车辆、轿车手控制件、指示器和信号装置位置》。此外还要校核所有尺寸的合理性和视线的可见性，还要保证白天日光下行车安全，需要研究仪表板的反光效果，防止反光干扰仪表可见程度。同时，还要防止仪表板映照在前风窗玻璃的内表面的反射，以免影响驾驶员对前方的视野效果。

对仪表板形状要进行作图校核：

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

①驾驶员对仪表板的视野。如图 2－10－1，a 线和 b 线是两条与 95％眼椭圆相切的直线组成的扇形，表示有 90％的驾驶员（每边剖面去 5％）可通过方向盘环的空隙去观察仪表板。

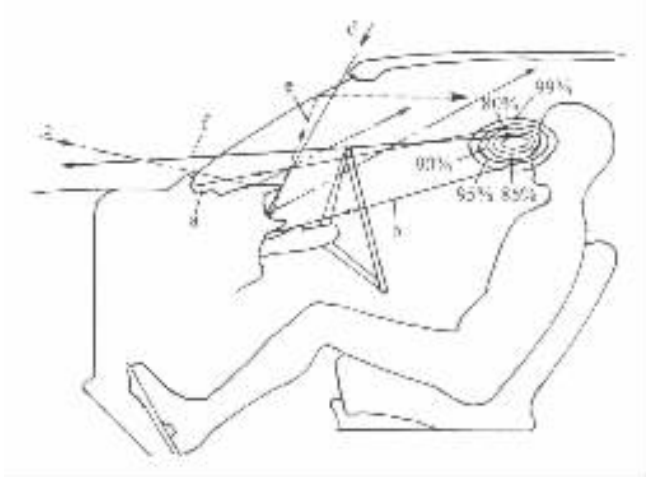


图 2－10－1　用眼椭圆校核仪表板的形状和方向盘的位置

②仪表板对外来光线的反射是否会直接影响驾驶员的视觉，图 2－10－1 所示的 c 和 d 线是两条外来光线，反射后并不与眼椭圆区域相交因而符合要求。

③仪表板上各种零部件映照在风窗玻璃上的影像是否会影响驾驶员视觉，图 2－10－1 的 e 线表示仪表映照在风窗玻璃上的影像，经风窗玻璃反射后并不与眼椭圆区域相交。有的仪表板上塑制出较长的遮檐。

经过上述校核，如果发现仪表板的形状或仪表板的布置不合理，就要采取措施对其加以修改。

仪表板上安装的仪表，选择时要求仪表表面、指针、刻度数字的色彩及造型的统一。

仪表板的色彩可与发动机罩色彩相同或相近。但要注意与汽车外部色彩和内部色彩的调和。也可以有适当的对比，但要注意仪表板的色彩不要与发动机罩的色彩产生强烈的对比。

二、仪表板造型分类形式

仪表板是汽车内一个相当复杂的组成部分，上面有很多仪表，如速度表、机油压力表、水温表、发动机转速表等，还有收音机、时钟、各种手柄、通风、空调、点烟器、烟灰缸、操纵按钮和警示灯等。按照它们的位置关系可分为如下形式。

(1)主要仪表集中的独立仪表罩式

主要仪表集中在方向盘前方形成一个独立的仪表罩。其他仪表、控制件置于罩外区域和副仪表板上。如图 2－10－2 所示，这种形式的仪表板便于主要仪表的装卸修理。

图 2－10－2　独立仪表罩式仪表板

(2)全部仪表控制件集中式

把主要仪表以外的仪表和所有控制件，围绕驾驶员操作范围集中布置，如图 2－10－3，这种造型使仪表板看起来整洁、简练，并营造一个极便于操作的驾驶席环境。

此种仪表板造型近年的发展趋势是与副仪表板连成一

个整体，变速手柄、手制动手柄安在副仪表板上，将整个驾驶席环绕起来，如图 2－10－4。

(3)整体式仪表板

全部仪表和控制件的布置仍是按法规标准安排的，但不形成一个集中区的形式。这种造型发展较早，优点是整个仪表不拥挤，显得大方。缺点是容易显得散乱，不易形成简练的仪表板造型，如图 2－10－5。

图 2－10－3 全部仪表控制件集中式仪表板

(4)独立仪表盘式

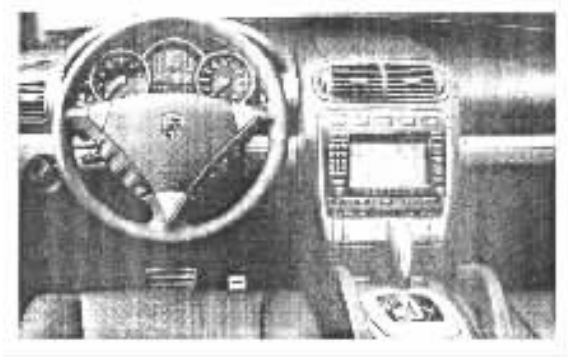


图 2－10－4 全部仪表盘集中式仪表板

这种仪表板是把仪表和控制件集中起来形成一个独立的仪表盘，形体上与仪表板本体分离或局部突出，类似飞机驾驶席前的一块独立的仪表盘。

这种造型中原有的仪表板本体的概念不再与仪表联系。这种形式对仪表和控制件维修、装配更为有利，如图 2－10－6。

图 2－10－5 整体式仪表盘

图 2－10－6 独立仪表盘式仪表板

最近还出现了仪表盘可旋出的形式，休息时可作为一个工作台。

图 2－10－7 所示为几种典型的仪表板。其中(a)主副仪表盘集中，整体感非常强；(b)仪表盘型式开张，副仪表盘与主仪表盘紧凑；(c)仪表盘简洁明快；(d)仪表盘边沿向左右两侧延伸，增加了整体感；(e)为用数字显示的仪表盘，更显得整洁；(f)为仪表盘放在中间的型式，别具一格。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

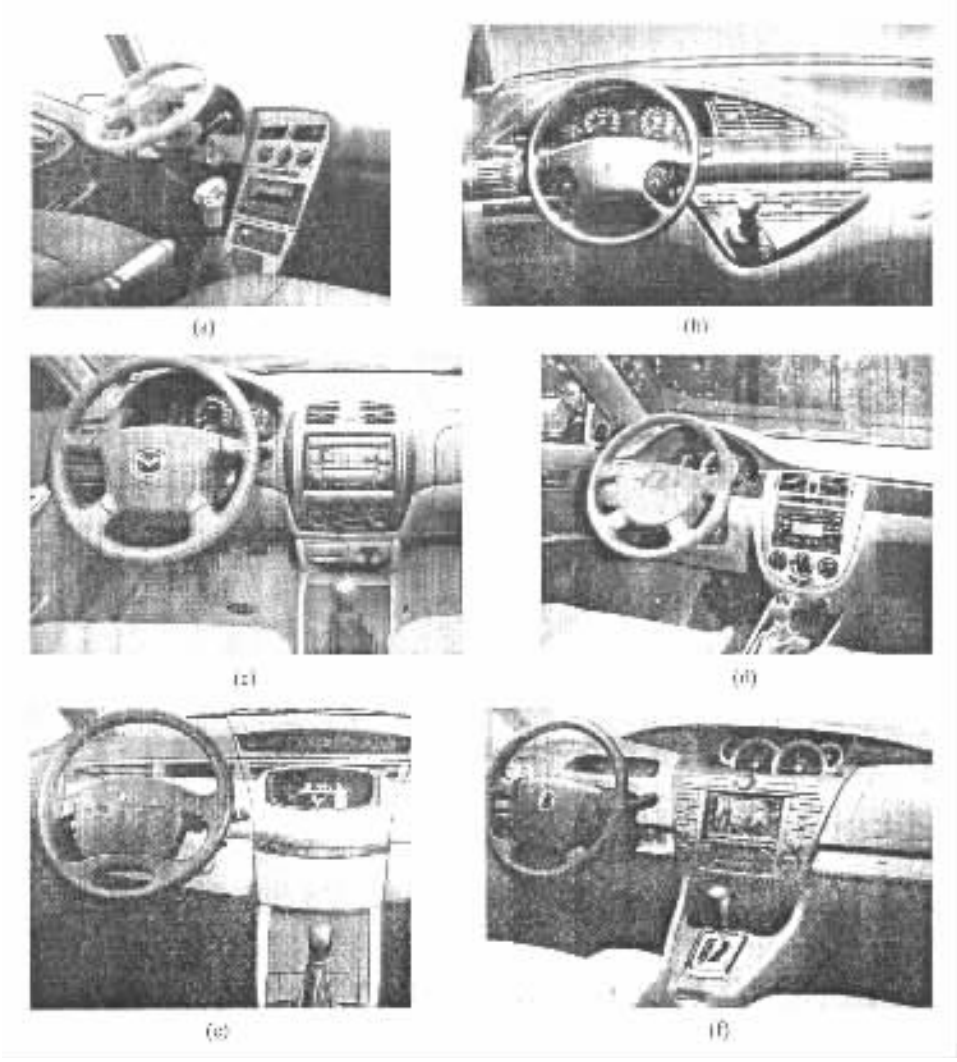


图 2－10－7　几种典型的仪表板

三、仪表板造型设计的要点

车身内部的造型设计，主要是仪表板，它是驾驶汽车操纵控制枢纽，也是驾驶性能集中显示的区域。它的造型与多种因素有关，其设计有以下原则。

(1)主次分明、功能醒目

将主要仪表放在驾驶员最易观察到的位置，次要仪表及操纵控制件等也要一目了然，使之主次分明，条理化。在现代汽车造型设计中，仪表、显示器以及控制钮、键、杆、柄的造型是以表现功能为主要目标的，并与完美的外形相结合，去掉纯装饰性的设计，使主题更加鲜明。

(2)仪表板造型要整体性强，形体简练

各种仪表控制件等功能不同的部件，形状各异，如何把它们组成一个整体是仪表板造型的主要任务。要形成整体构思，首先从视觉上印象是仪表板的整体形状，最后才能体察到细部的微妙。

将仪表板上的几个不同功能和不同形状的控制件从造型上概括成一个特定形状的组合体，然后再分割。图 2－10－8 所示是某些轿车内部仪表或门护板上控制件组合成的整体，而整体内包括了几个并不相同、也没有特别联系特点的局部。

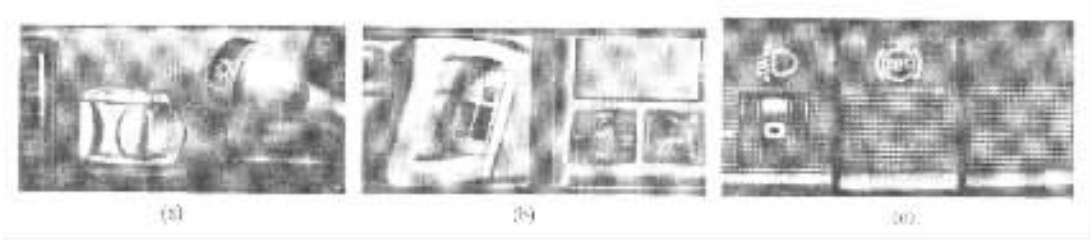


图 2－10－8 将不同的控制件组成整体的造型

(3)仪表、显示器、标志符号和控制件布置要求和位置

仪表板上的器件要严格遵照我国和国际有关法规标准，在功能上要符合视野、反光规律和人机工程学原理。造型设计必须以此为基础。

如前所述，仪表部件及仪表造型要特别注意反光妨碍视线的问题。仪表采用弯曲玻璃就是为了避免出现反光而看起来不清楚，仪表板本体现均采用漫反射比较强的材料或进行相应的处理。

仪表板上的控制件按其使用频率和重要性可分为两级：

· 一级控制件：转向盘、变速杆、转向信号控制杆、点火开关、喇叭、刮水器及风窗洗涤装置开关、大灯开关、除霜开关、紧急故障报警器、手制动操纵杆。

· 二级控制件：通风开关、空调开关、收音机音响开关、点烟器及烟灰缸、发动机罩控制开关。

一级控制件应在驾驶员佩戴三点式安全带时手的伸及面范围内；二级控制件则布置在驾驶员佩戴两点式安全带时手的伸及面范围以内。

(4)安全感

仪表板应采用软化结构，防止在紧急制动或事故中对人的伤害，同时在造型上也应尽量避免出现凸起部分，如仪表板上凸出的屋檐式长边，会使人有威胁感，同时也易在紧急制动或交通事故中伤人。

现代汽车在方向盘上和仪表板上布置有安全气囊，起到了一定的保护作用。

(5)与整个内部造型整体化，有型体上的延续关系

现代汽车仪表板造型与门护板造型及座椅形成浑然一体的连续的整体，是整个内部环境的一个有机部分，如图 2－10－9。

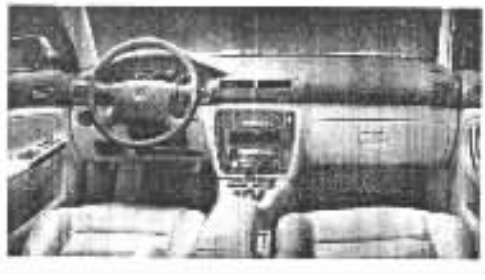


图 2－10－9 浑然一体的室内造型

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

第三节　座椅造型设计

如前所述，对座椅不但要求其自身造型要适合人的乘坐，而且要与仪表板、门护板等造型协调，色彩也要与之相配合。使人产生安逸、轻松的感觉。

一、座椅造型的影响因素

座椅造型的主要特点是必须符合人机工程学原理，既要有好的舒适性，又要有适应不同体形驾驶员范围的可调节性。

影响舒适性的因素如下。

(1)造型曲线必须合理

人的脊椎弯曲有四个部分，即颈曲、胸曲、腰曲和骶曲。座椅的靠背造型必须使腰曲的弧线处于正常的曲线状态，并且按不同习惯坐姿均可达到最佳舒适状态。

(2)靠背必须有正确的支撑点从而保证腰曲弧线

所谓正确的支撑点即是：第一点支撑第 5～6 胸椎之间，形成肩靠。第二点支撑腰曲部位，形成腰垫。肩靠可以减少颈曲变形，腰垫可以维持腰部曲线。

(3)正确压力分布

人的体重在坐垫上的表面压力分布适应人体臀部结构特点。

(4)保持人体躯干与大腿之间夹角

上述涉及人机工程原理的各点为座椅造型的基本依据，同时还与座椅内部结构和铺垫的材料疏密软硬有关。

二、座椅造型分类

(1)整体式

靠背和坐垫由一块或两块预制成型的曲面构成。这种座椅造型是按人体曲面预制成型的垫料和面料。其造型效果简练，容易形成和汽车外形相呼应的动感效果，如图 2－10－10。这种座椅适用于经济型和小型车上。

图 2－10－10　整体式座椅造型

(2)简单分块式

靠背和坐垫分别由两块以上的材料做成，成型表面上看起来明显地分割成几块垫料，但其骨架式垫料也可能不分割。这种造型对表现座椅面料的质感十分有利，如图 2－10－11。适用于大量生产普及型轿车或中型车上。

(3)条格式

靠背和坐垫均为预成形整体垫料，但在形体上压印成条格。这种座椅造型仍按人体曲面设计为本体，只是表面分割成条格形式，既能满足人体的舒适感，又能显得华丽精致，如图 2－10－12。一般高级轿车的座椅均采用这种造型。

(4)桶形座椅

“桶形”座椅的造型是以人机工程学原理要求为依据，曲面支撑点是座椅成型的出发点，使人坐上去是一种享受，并保护人体在汽车行驶中的稳定性，如图 2－10－13(a)。同时，座椅设计还要有利于乘员的休息，如图 2－10－13(b)。

图 2－10－11 简单分块式座椅造型

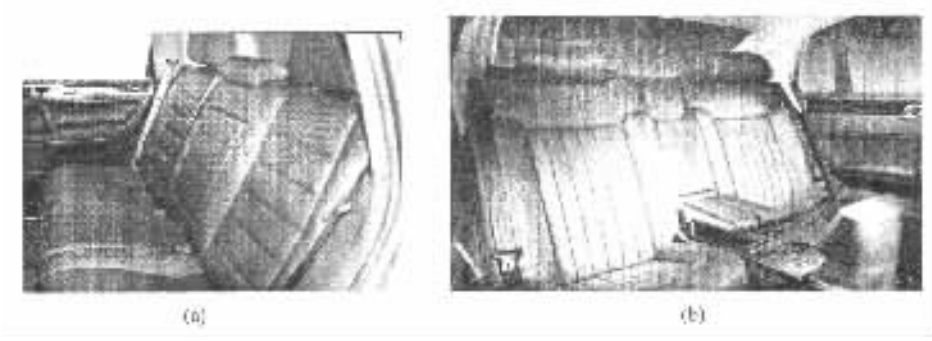


图 2－10－12 条格式座椅造型

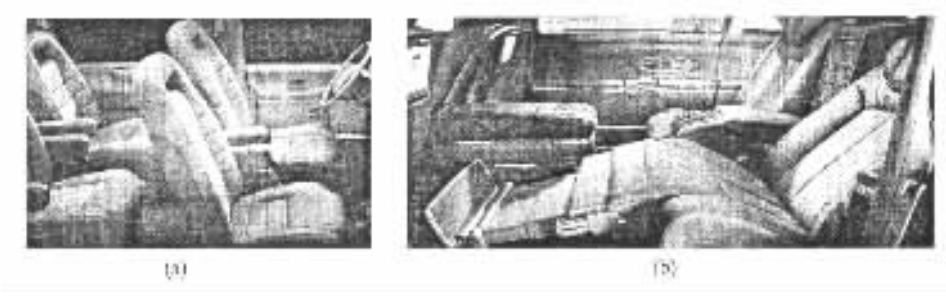


图 2－10－13 可以伸展到几乎平躺的座椅

另外，座椅造型还必须从整个内部造型的构思出发，使内部环境有强烈的整体感，这就要求座椅与仪表板门护板形成形体的连续呼应和统一。总之应使造型、材质、色彩均与内部相协调。

第四节 门护板造型设计

一、现代汽车门护板造型的特点

早期的汽车门护板是一块平坦的车门内板，而现代汽车内部设计强调充分利用空间，因此

本作品为清华大学出版社版权所有 未经授权 请勿下载

有如下特点：

①门护板的造型与仪表板及座椅连成一个整体，所以门护板的形体也与仪表板及座椅的形体连续起来。门护板成了仪表板和座椅之间的过渡部分。还可以认为门护板是座椅的扶手部分。

②一些仪表板控制件和座椅的扶手都安装在门护板部分。

③门护板的造型已是一个空间形体概念，汽车内部的造型设计应将其统一考虑，然后再按车门的分界处将门护板分割出来。

二、门护板造型分类

(1)整体式

从造型的概念来说，门护板是一个独立的单元，在材料、色彩上力求与整车内部统一、协调。这种型式往往使门护板主要部分的造型与座椅面料一致，而下部使用地毯，形成地毯围边。但形体仍没有与仪表板、座椅独立形成一个整体。这种造型现已逐渐减少。如图 2－10－14(a)，(b)。

图 2－10－14　整体式门护板造型

(2)组合式

门护板采用立体空间造型，由不同的材质和面料构成。通常其周边使用与仪表板相同的材质和面料，而中部临近座椅部分使用座椅面料。在组合式门护板上安装一部分控制件，在形体上和仪表板连接，作为仪表板形体的延伸。座椅的扶手和杂物箱设置在车门护板上。从造型上明显地成为内部环境整体不可分割的一部分，如图 2－10－15(a)，(b)。近年汽车内部造型多采用这种型式。

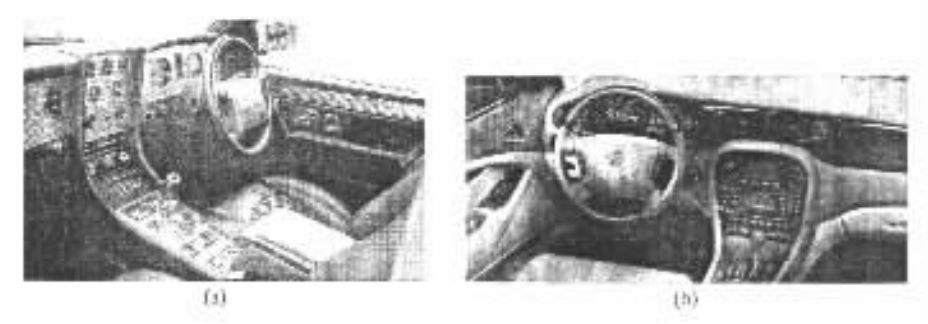


图 2－10－15　组合式门护板造型

三、门护板造型要点

①从车厢内部环境整体造型出发，寻求与仪表板和座椅之间的相互连接和过渡型式，作为仪表板和座椅的延伸和补充。如图 2－10－16。

②既要充分利用有限空间又要注意和人体相关的邻近部位，如扶手部位的造型要符合座椅相关位置和尺寸。门护板上的控制手柄或钮、键的布置也应布置在乘坐时人手的可及范围内。在门护板造型时对所有确定位置的控制件应考虑形体的统一协调，并尽可能使控制件形成局部整体，如图 2－10－17。

图 2－10－16 门护板的过渡和连接作用

③门护板上控制件的造型和仪表板上控制件造型配合协调，因为门护板上的控制件与仪表板上控制件的造型一致性是取得整体感的一个重要因素。在驾驶席部位，仪表板上一部分控制件由于空间不足或为了便于操纵，或防止错用而安装在门护板上，这种情况下门护板上控制件的造型更须和仪表板上的控制件的造型一致。同时要注意按人机工程学原理来考虑操作的方便性和准确性，并按使用频率分别排列，控制件整体造型也应按人手工操纵时的姿态、用力方式来考虑其外形。造型应当表现使用方式，相当于一种使用方法的说明标志。控制件上如果有符号标志，也要按国家标准规定，即 GB4094－83（～ISO02575－1982）“道路车辆——操纵件、指示灯及信号装置的圆形标志”，如图 2－10－18。

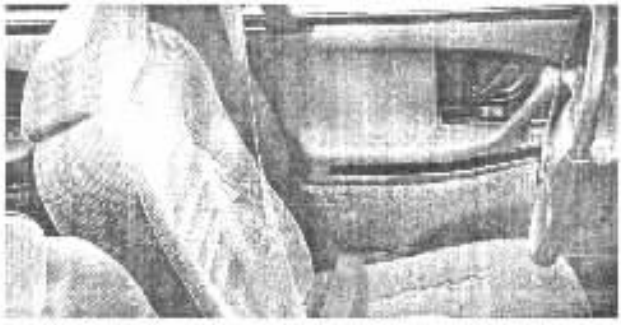


图 2－10－17 门护板上的控制件形成局部整体

图 2－10－18 控制件的造型应协调一致

④门护板及手柄附件面料的使用要注意尽量采用不易污损和易于清洗的面料，因为这些部件使用频繁，极易污损。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

第五节　方向盘及手柄的造型

方向盘是车厢内的一个重要的操纵控制件，在汽车行驶时，使用率为 100%，它的形式对汽车操纵的方便性影响极大，其造型效果对车厢的内饰也有极大的影响。

一、方向盘的造型

(1)辐条式方向盘

辐条式方向盘是最为传统、最为简单的型式。辐条常常是由对称的四条或三条组成，喇叭按钮在方向盘毂上。这种型式比较简单，不加任何修饰，在早期的汽车上多采用这种型式。在现代汽车上，有采用两根辐条和三根辐条，多呈“T”形布置，留有上部空间便于观察仪表。有的辐条较宽，在辐条上布置操纵按钮，将常用的按钮置于最便于操纵的位置同时要考虑安全气囊的安装，如图 2－10－19。

(2)辐板式方向盘

目前汽车方向盘多为辐板式。由于安全气囊的使用，方向盘的中间要考虑其安装和布置。有的方向盘还要布置一些主要的、经常使用的开关和按钮，使之成为一个控制中心，如图 2－10－20。

(3)异型方向盘

当有些汽车的空间受到限制时，在不减小方向盘直径的前提下改善进出汽车的方便性，可将方向盘下部制成平直的。为了同样的目的，甚至有些汽车装上了椭圆形的方向盘。由于目前转向系统日益完善，方向盘的直径可以减小到结构允许的尺寸。但是在一些特种车上，比如赛车的方向盘，如图 2－10－21。它不只是控制转向，实际上它已成为一个控制中心，它上面分布着多个开关和按钮，很多功能都由这些按钮来完成、实现的。

从行车安全性出发，方向盘一般采用深暗的色彩，在其上贴上一层软的、带有凸纹样的面料，使之手感更好。

另外方向盘的造型以保证整体环境的协调、统一为基本点。

二、各种手柄及按钮的造型

各种操纵杆及手柄的造型以满足便于抓握为准则，使之更接近于人性化设计，同时还要注意其与整体环境的协调与统一。图 2－10－22 所示为几种手柄的型式。

各种按钮的布置要集中、便于操作，如图 2－10－23。

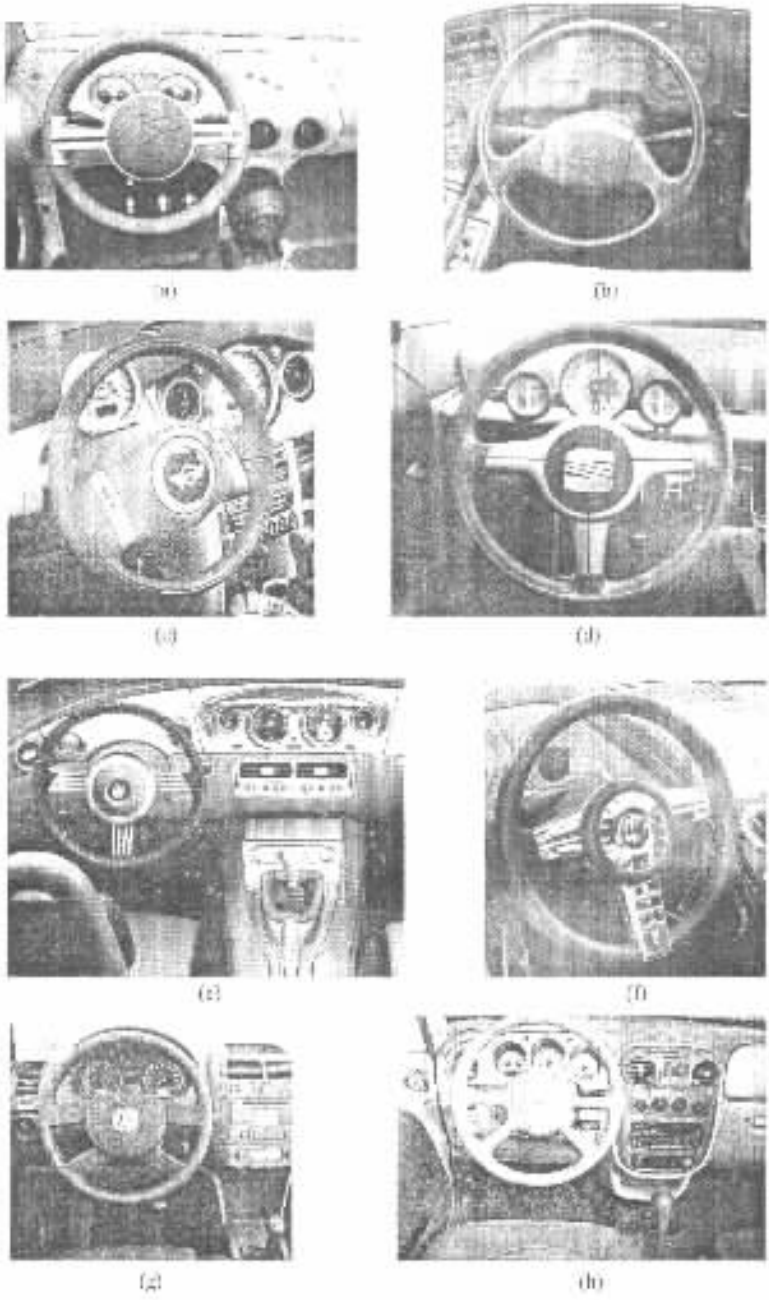


图 2－10－19 辐条式转向盘

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

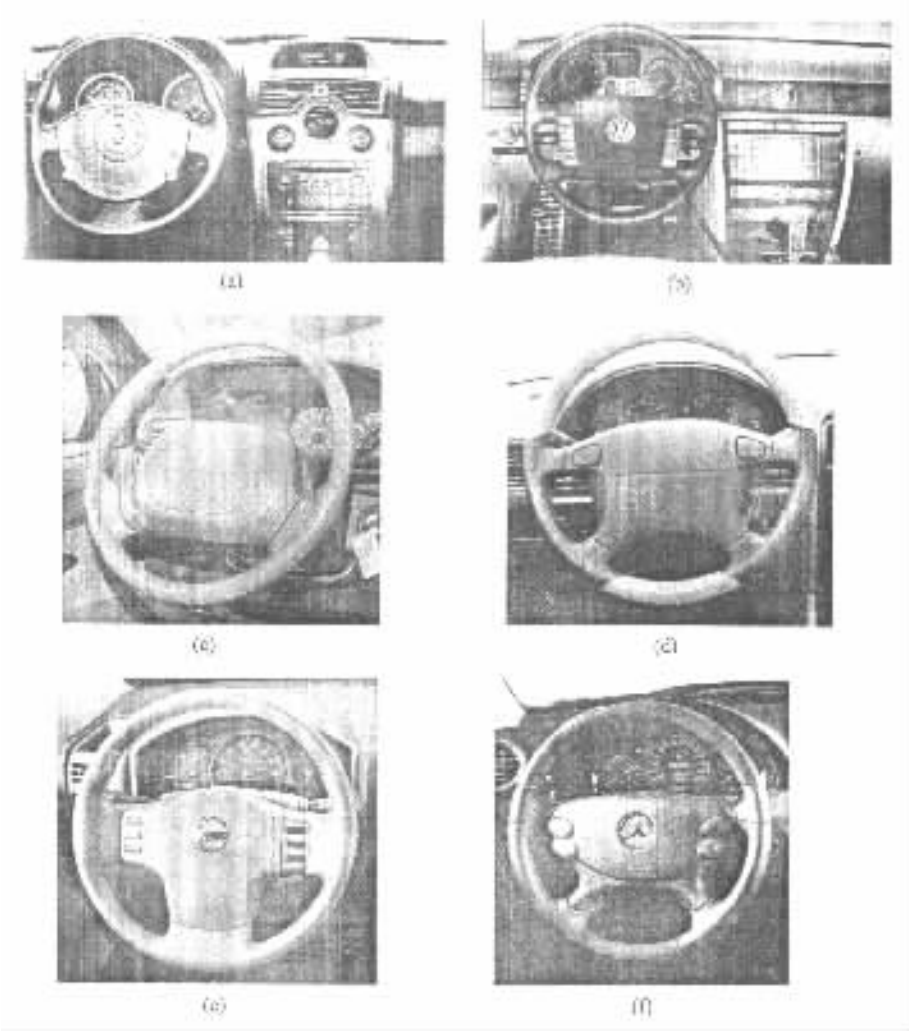


图 2－10－20　辐板式转向盘

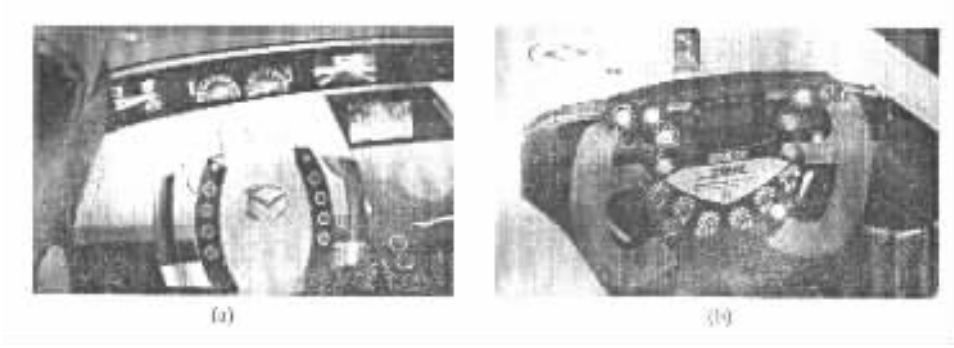


图 2－10－21　异型转向盘

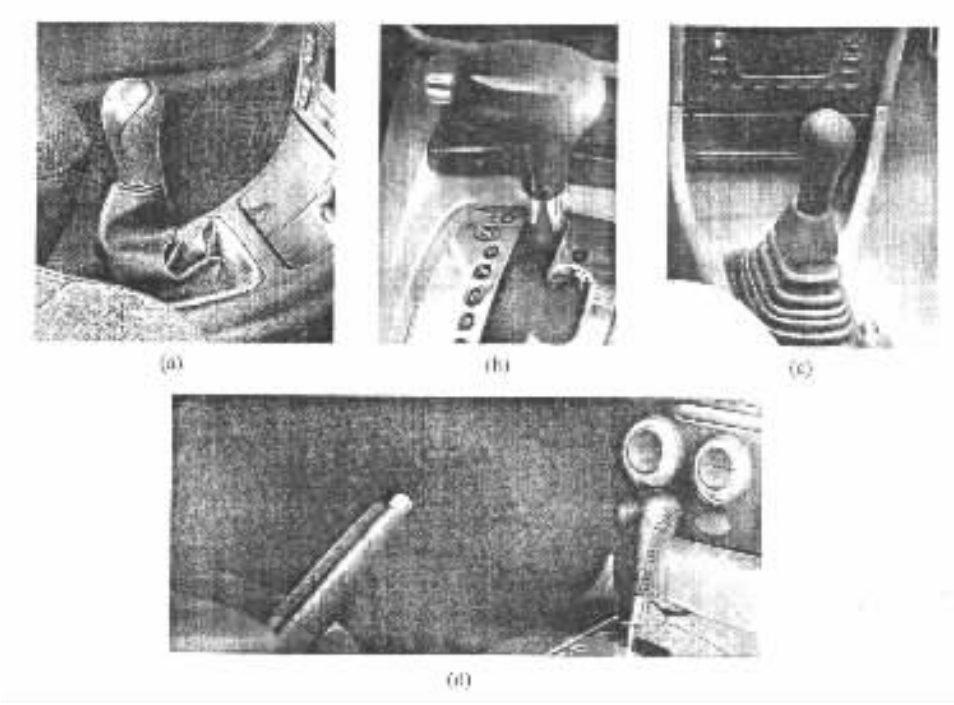


图 2－10－22 手柄的型式

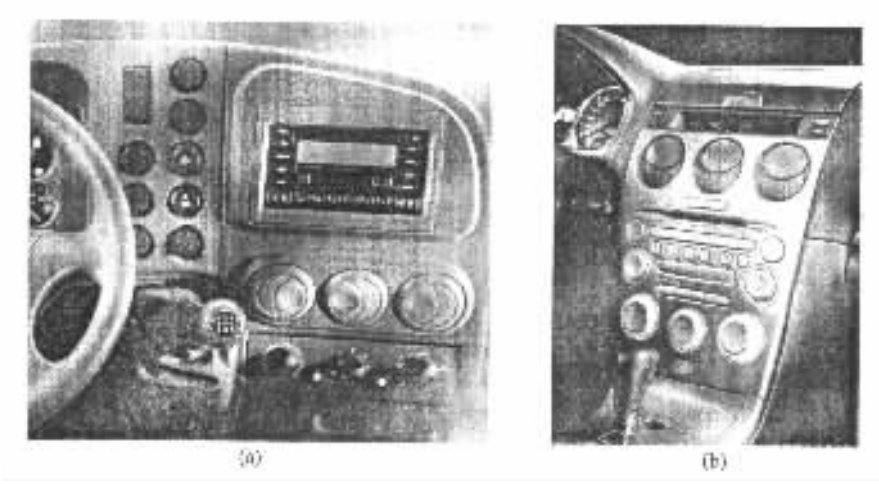


图 2－10－23 按钮的型式

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

第三篇
汽车发动机设计

第一章　汽车发动机的工作原理及总体构造

第一节　汽车发动机的类型

发动机是汽车的动力源。迄今为止除为数不多的电动汽车外，汽车发动机都是热能动力装置，或简称热机。在热机中借助工质的状态变化将燃料燃烧产生的热能转变为机械能。

热机有内燃机和外燃机两种。直接以燃料燃烧所生成的燃烧产物为工质的热机为内燃机，反之则为外燃机。内燃机包括活塞式内燃机和燃气轮机。外燃机则包括蒸汽机、汽轮机和热气机（也称斯特灵发动机）等。内燃机与外燃机相比，具有结构紧凑、体积小、质量轻和容易起动等许多优点。因此，内燃机尤其是活塞式内燃机被极其广泛地用作汽车动力。

活塞式内燃机可按不同方法进行分类。

1）按活塞运动方式的不同，活塞式内燃机可分为往复活塞式和旋转活塞式两种。前者活塞在气缸内作往复直线运动，后者活塞在气缸内作旋转运动。

2）根据所用燃料种类，活塞式内燃机主要分为汽油机、柴油机和气体燃料发动机三类。以汽油和柴油为燃料的活塞式内燃机分别称作汽油机和柴油机。使用天然气、液化石油气和其它气体燃料的活塞式内燃机称作气体燃料发动机。

汽油和柴油都是石油制品，是汽车发动机的传统燃料。非石油燃料称作代用燃料。燃用代用燃料的发动机称作代用燃料发动机，如酒精发动机、氢气发动机、甲醇发动机等。代用燃料最终能否在汽车上大规模使用取决于许多因素，诸如获取这些代用燃料的方法及生产成本，是否便于在汽车上储存和携带，以及是否有利于改善环境等。

3）按冷却方式的不同，活塞式内燃机分为水冷式和风冷式两种。以水或冷却液为冷却介质的称作水冷式内燃机，而以空气为冷却介质的则称作风冷式内燃机。

4）往复活塞式内燃机还按其在一个工作循环期间活塞往复运动的行程数进行分类。活塞式内燃机每完成一个工作循环，便对外作功一次，不断地完成工作循环，才使热能连续地转变为机械能。在一个工作循环中活塞往复四个行程的内燃机称作四冲程往复活塞式内燃机，而活塞往复两个行程便完成一个工作循环的则称作二冲程往复活塞式内燃机。

5）按进气状态不同，活塞式内燃机还可分为增压和非增压两类。若进气是在接近大气状态下进行的，则为非增压内燃机或自然吸气式内燃机；若利用增压器将进气压力增高，进气密度增大，则为增压内燃机。增压可以提高内燃机功率。

除此之外，还可以根据某些结构特征对活塞式内燃机进行分类，此处不一一赘述。

目前，应用最广、数量最多的汽车发动机为水冷、四冲程往复活塞式内燃机，其中汽油机用于轿车和轻型客、货车上，而大客车和中、重型货车发动机多为柴油机。少数轿车和轻型客、货车发动机也有用柴油机的。以风冷或二冲程活塞式内燃机为动力的汽车为数不多。特别是从20世纪80年代起，在世界范围内，就不再有以二冲程活塞式内燃机为动力的轿车了。

随着交通密度的不断增加，对汽车加速性能的要求越来越高，这意味着应该提高内燃机的

试读结束：需要全本请在线购买：www.ertongbook.com

功率。因此,近年来增压内燃机倍受重视,并得到了积极的发展。

第二节 往复活塞式内燃机的基本结构及基本术语

一、基本结构

往复活塞式内燃机的工作腔称作气缸,气缸内表面为圆柱形。在气缸内作往复运动的活塞通过活塞销与连杆的一端铰接,连杆的另一端则与曲轴相连,构成曲柄连杆机构(图 3-1-1)。因此,当活塞在气缸内作往复运动时,连杆便推动曲轴旋转,或者相反。同时,工作腔的容积也在不断的由最小变到最大,再由最大变到最小,如此循环不已。

气缸的顶端用气缸盖封闭。在气缸盖上装有进气门和排气门,进、排气门是头朝下尾朝上倒挂在气缸顶端的。通过进、排气门的开闭实现向气缸内充气和向气缸外排气。进、排气门的开闭由凸轮轴控制。凸轮轴由曲轴通过齿形带或齿轮或链条驱动。进、排气门和凸轮轴以及其它一些零件共同组成配气机构。通常称这种结构形式的配气机构为顶置气门配气机构。现代汽车内燃机无一例外地都采用顶置气门配气机构。

构成气缸的零件称作气缸体,支承曲轴的零件称作曲轴箱,气缸体与曲轴箱的连铸体称作机体。

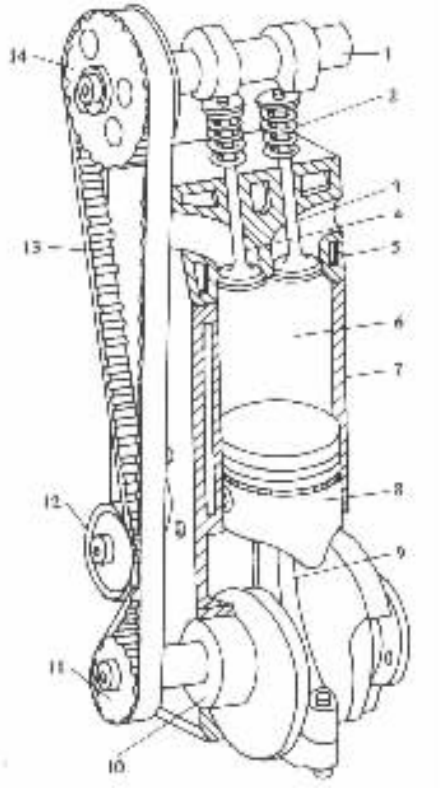


图 3-1-1 往复活塞式内燃机的基本结构

1-凸轮轴;2-气门弹簧;3-进气门;4-排气门;5-气缸盖;6-气缸;7-机体;8-活塞;9-连杆;10-曲轴;11-曲轴齿形带轮;12-张紧轮;13-齿形带;14-凸轮轴齿形带轮

二、基本术语

1. 工作循环

活塞式内燃机的工作循环是由进气、压缩、作功和排气等四个工作过程组成的封闭过程。周而复始地进行这些过程,内燃机才能持续地作功。

2. 上、下止点

活塞顶离曲轴回转中心最远处为上止点;活塞顶离曲轴回转中心最近处为下止点(图 3-1-2)。在上、下止点处,活塞的运动速度为零。

3. 活塞行程

上、下止点间的距离 S 称为活塞行程。曲轴的回转半径 R 称为曲柄半径。显然,曲轴每回转一周,活塞移动两个活塞行程。对于气缸中心线通过曲轴回转中心的内燃机,其 $S=2R$。

4. 气缸工作容积

上、下止点间所包容的气缸容积称为气缸工作容积,记作 V_S。

$$V_S=\frac{\pi D^2}{4\times10^6}\cdot S \quad (\mathrm{L})$$

式中:D——气缸直径,mm;

S——活塞行程，mm。

5. 内燃机排量

内燃机所有气缸工作容积的总和称为内燃机排量，记作 V_L。

$$V_L = iV_S \quad (L)$$

式中：i——气缸数；

V_S——气缸工作容积，L。

6. 燃烧室容积

活塞位于上止点时，活塞顶面以上气缸盖底面以下所形成的空间称为燃烧室，其容积称潍燃烧室容积，也叫压缩容积，记作 V_c。

7. 气缸总容积

气缸工作容积与燃烧室容积之和为气缸总容积，记作 V_a。

$$V_a = V_s + V_c$$

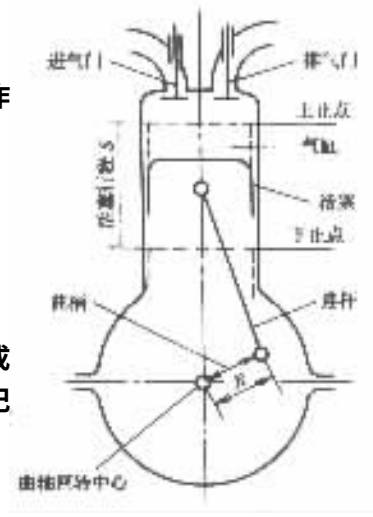


图 3－1－2　往复活塞式内燃机示意图

8. 压缩比

气缸总容积与燃烧室容积之比称为压缩比，记作 ε。

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} = 1 + \frac{V_S}{V_c}$$

压缩比的大小表示活塞由下止点运动到上止点时，气缸内的气体被压缩的程度。压缩比越大，压缩终了时气缸内的气体压力和温度就越高。

9. 工况

内燃机在某一时刻的运行状况简称工况，以该时刻内燃机输出的有效功率和曲轴转速表示。曲轴转速即为内燃机转速。

10. 负荷率

内燃机在某一转速下发出的有效功率与相同转速下所能发出的最大有效功率的比值称为负荷率，以百分数表示。负荷率通常简称负荷。

第三节　往复活塞式内燃机工作原理

一、四冲程汽油机工作原理

四冲程往复活塞式内燃机在四个活塞行程内完成进气、压缩、作功和排气等四个过程，即在一个活塞行程内只进行一个过程。因此，活塞行程可分别用四个过程命名。

1. 进气行程（图 3－1－3a）

活塞在曲轴的带动下由上止点移至下止点。此时排气门关闭，进气门开启。在活塞移动过程中，气缸容积逐渐增大，气缸内形成一定的真空度。空气和汽油的混合物通过进气门被吸入气缸，并在气缸内进一步混合形成可燃混合气。

因为进气系统有阻力，所以进气终了时气缸内的气体压力低于大气压力，约为 0.08～0.09MPa。由于进气门、气缸壁、活塞等高温零件以及前一个循环残留在气缸内的高温废气对混合气的加热，致使进气终了时气缸内的气体温度高于大气温度，约为 320～380K。

此为试读，需要完整PDF请访问：www.ertongbook.com

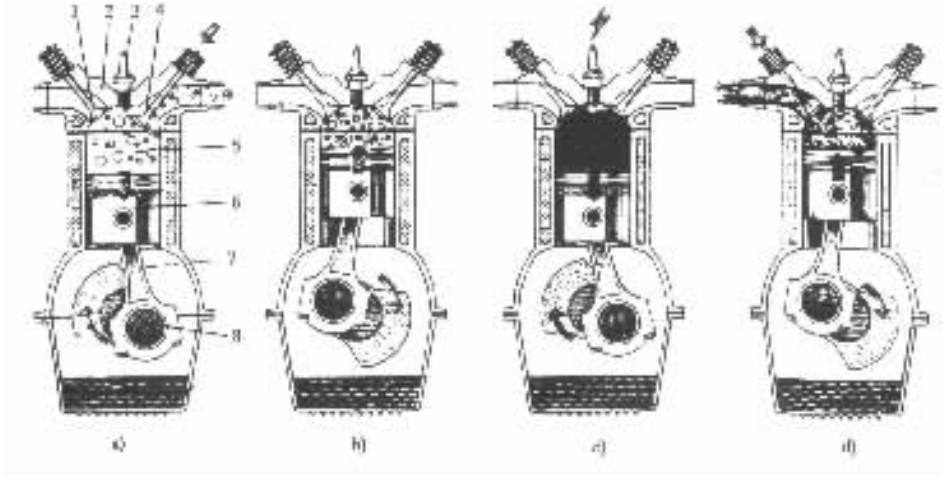


图 3－1－3 四冲程汽油机工作原理示意图

1－排气门；2－气缸盖；3－火花塞；4－进气门；5－气缸；6－活塞；7－连杆；8－曲轴

气缸内的气体压力随气缸容积或曲轴转角的变化关系称作示功图，它能直观地显示气缸内气体压力的变化(图 3－1－4)。在示功图上，进气行程从进气行程上止点 r 开始至进气行程下止点口结束，曲线 ra 表示进气行程中气缸内气体压力的变化。

2. 压缩行程(图 3－1－3b)

进气行程结束后，曲轴继续带动活塞由下止点移至上止点。这时，进、排气门均关闭。随着活塞移动，气缸容积不断减小，气缸内的混合气被压缩，其压力和温度同时升高。压缩终了时，气缸内气体的压力约为 0.8～1.5MPa，温度约为 600～750K。压缩行程的示功图如图(3－1－4b)所示，c 点为压缩行程终点，也是压缩行程上止点。

压缩行程有利于混合气的迅速燃烧并可提高内燃机的有效热效率。一般压缩比 $\varepsilon = 7 \sim 10$，ε 太大容易发生不正常燃烧。

3. 作功行程(图 3－1－3c)

压缩行程结束时，安装在气缸盖上的火花塞产生电火花，将气缸内的可燃混合气点燃，火焰迅速传遍整个燃烧室，同时放出大量的热能。燃烧气体的体积急剧膨胀，压力和温度迅速升高。在气体压力的作用下，活塞由上止点移至下止点，并通过连杆推动曲轴旋转作功。这时，进、排气门仍旧关闭。

在作功行程中，燃烧气体的最大压力可达 3.0～6.5MPa，最高温度可达 2200～2800K。随着活塞向下止点移动，气缸容积不断增大，气体压力和温度逐渐降低。在作功行程结束时，压力约为 0.35～0.5MPa，温度约为 1200～1500K。

在示功图(图 3－1－4c)上的曲线，czb 表示作功行程气缸内气体压力的变化情形。

4. 排气行程(图 3－1－3d)

排气行程开始，排气门开启，进气门仍然关闭，曲轴通过连杆带动活塞由下止点移至上止点，此时膨胀过后的燃烧气体(或称废气)在其自身剩余压力和在活塞的推动下，经排气门排出气缸之外。当活塞到达上止点时，排气行程结束，排气门关闭。

排气行程终了时，在燃烧室内尚残留少量废气，称其为残余废气。因为排气系统有阻力，所以残余废气的压力比大气压力略高，约为 0.105～0.12MPa，温度约为 900～1100K。

在示功图(图 3－1－4d)上的曲线 *br* 代表排气行程。

至此,四冲程汽油机经过进气、压缩、作功和排气等四个行程而完成一个工作循环。这期间活塞在上、下止点间往复运动四个行程,曲轴旋转两周,即每一个行程有 180°曲轴转角。

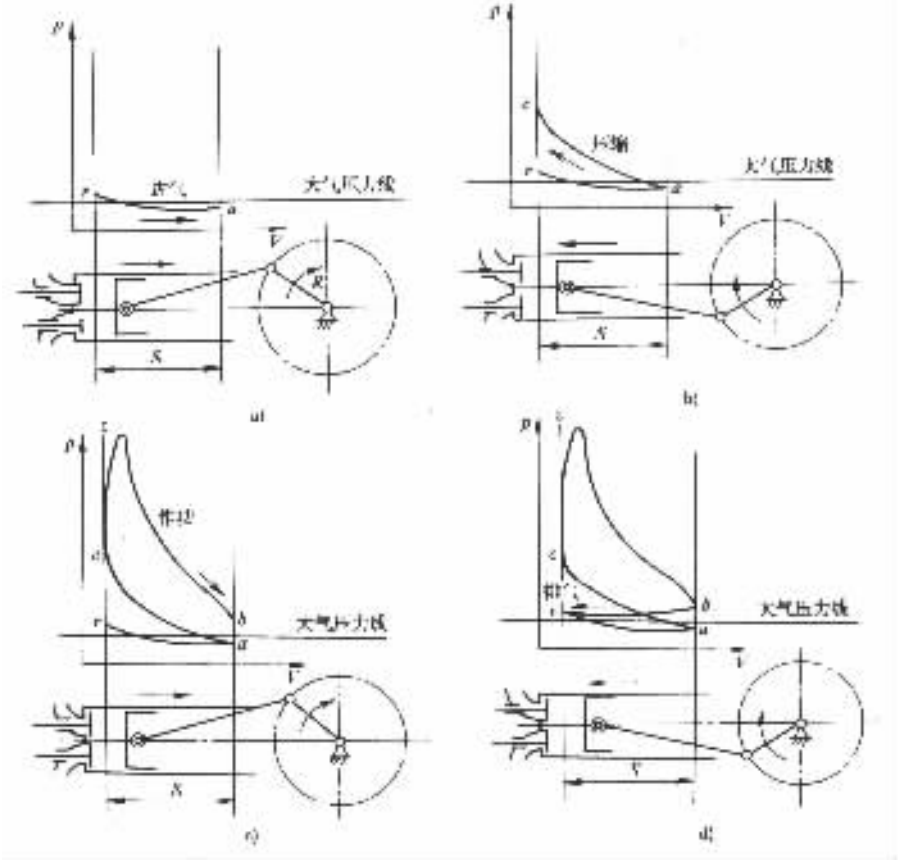


图 3－1－4　四冲程汽油机的示意图

a)进气行程;b)压缩行程;c)作功行程;d)排气行程

但在实际进气过程中,进气门早于上止点开启,迟于下止点关闭。在排气过程中,排气门早于下止点开启,迟于上止点关闭。即进、排气过程所占的曲轴转角均超过 180°。

进气门早开晚关的目的是为了增加进入气缸内的混合气量和减少进气过程所消耗的功。排气门早开晚关的目的是为了减少气缸内的残余废气量和排气过程消耗的功。减少残余废气量,会相应地增加进气量。

二、四冲程柴油机工作原理

四冲程柴油机的工作循环同样包括进气、压缩、作功和排气等四个过程,在各个活塞行程中,进、排气门的开闭和曲柄连杆机构的运动与汽油机完全相同。只是由于柴油和汽油的使用性能不同,使柴油机和汽油机在混合气形成方法及着火方式上有着根本的差别。因此,在叙述柴油机工作原理时只涉及与汽油机不同之处。

1. 进气行程(图 3－1－5a)

在柴油机进气行程中,被吸入气缸的只是纯净的空气。由于柴油机进气系统阻力较小,残

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

余废气的温度较低，因此进气行程结束时气缸内气体的压力较高，约为 0.085～0.095MPa，温度较低，约为 310～340K。

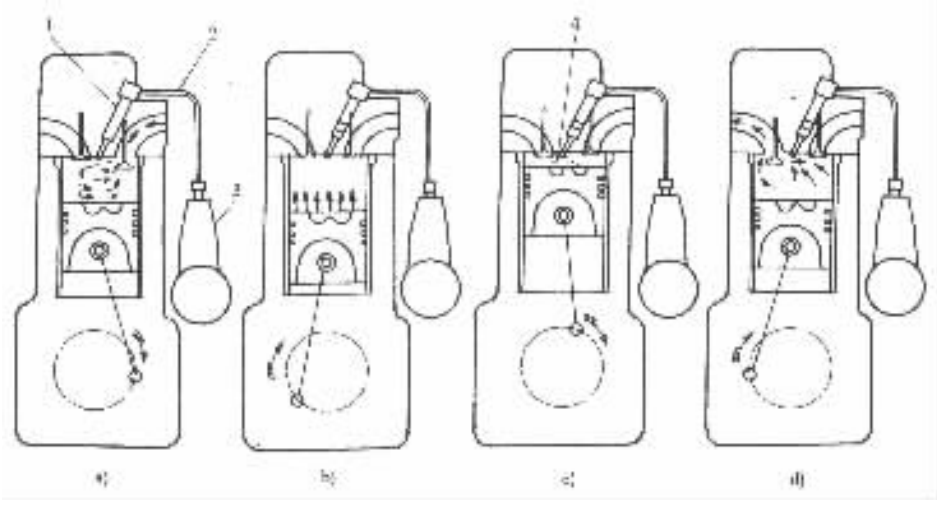


图 3－1－5 四冲程柴油机工作原理示意图

1－喷油器；2－高压油管；3－喷油泵；4－燃烧室

2. 压缩行程（图 3－1－5b）

因为柴油机的压缩比大，所以压缩行程终了时气体压力可高达 3～5MPa，温度可高达。750～1000K。

3. 作功行程（图 3－1－5c）

在压缩行程结束时，喷油泵将柴油泵入喷油器，并通过喷油器喷入燃烧室。因为喷油压力很高，喷孔直径很小，所以喷出的柴油呈细雾状。细微的油滴在炽热的空气中迅速蒸发汽化，并借助于空气的运动，迅速与空气混合形成可燃混合气。由于气缸内的温度远高于柴油的自燃点，因此柴油随即自行着火燃烧。燃烧气体的压力、温度迅速升高，体积急剧膨胀。在气体压力的作用下，活塞推动连杆，连杆推动曲轴旋转作功。

在作功行程中，燃烧气体的最大压力可达 6～9MPa，最高温度可达 1800～2200K。作功行程结束时，压力约为 0.2～0.5MPa，温度约为 1000～1200K。

4. 排气行程（图 3－1－5d）

排气终了时气缸内残余废气的压力约为 0.105～0.12MPa，温度约为 700～900K。

三、二冲程汽油机工作原理

二冲程内燃机的工作循环是在两个活塞行程即曲轴旋转一周的时间内完成的。在四冲程内燃机中，常把排气过程和进气过程合称为换气过程。在二冲程内燃机中换气过程是指废气从气缸内被新气扫除并取代的过程。这两种内燃机工作循环的不同之处主要在于换气过程。

图 3－1－6 为曲轴箱换气式二冲程汽油机的工作原理示意图。由图可见，曲轴箱换气式二冲程汽油机不设进、排气门，而在气缸 3 的下部开设三个孔：进气孔 1、排气孔 2 和扫气孔 5，并由活塞 6 来控制三个孔的开闭，以实现换气过程。

1. 第一行程

活塞在曲轴带动下由下止点移至上止点。

当活塞还处于下止点时，进气孔被活塞关闭，排气孔和扫气孔开启。这时曲轴箱内的可燃混合气经扫气孔进入气缸，扫除其中的废气。随着活塞向上止点运动，活塞头部首先将扫气孔关闭，扫气终止。但此时排气孔尚未关闭，仍有部分废气和可燃混合气经排气孔继续排出，称其为额外排气。当活塞将排气孔也关闭之后，气缸内的可燃混合气开始被压缩（图 3－1－6a）。直至活塞到达上止点，压缩过程结束。

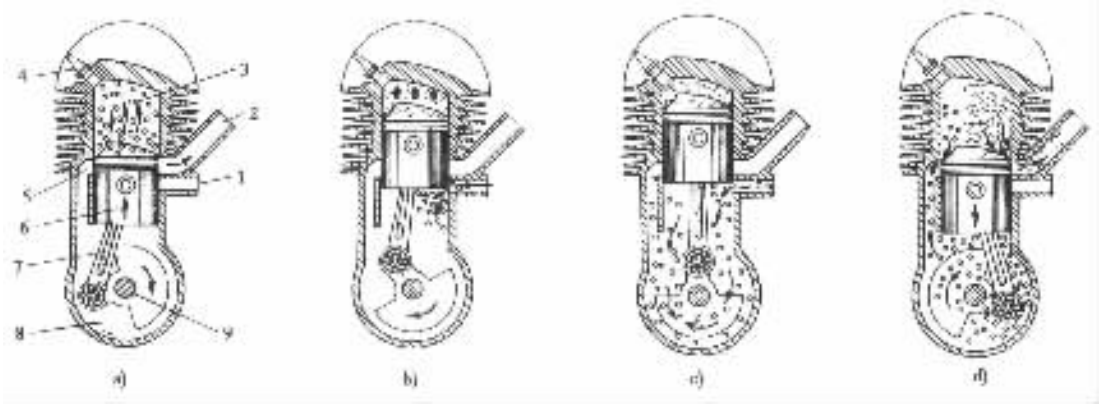


图 3－1－6　二冲程汽油机工作原理示意图

a)压缩；b)进气（可燃混合气）；c)燃烧；d)排气

1－进气孔；2－排气孔；3－气缸；4－火花塞；5－扫气孔；6－活塞；7－连杆；8－曲轴箱；9－曲轴

在活塞到达上止点之前，随着活塞上移，曲轴箱 8 的容积增大，曲轴箱内形成一定的真空度。当活塞裙部将进气孔开启时，空气和汽油的混合物被吸入曲轴箱，开始进气（图 3－1－6b），空气和汽油在曲轴箱内进一步混合形成可燃混合气。

2. 第二行程

活塞由上止点移至下止点。

在压缩过程终了时，火花塞产生电火花，将气缸内的可燃混合气点燃（图 3－1－6c）。燃烧气体膨胀作功。此时排气孔和扫气孔均被活塞关闭，唯有进气孔仍然开启。空气和汽油经进气孔继续流入曲轴箱，直至活塞裙部将进气孔关闭为止。随着活塞继续向下止点运动，曲轴箱容积不断缩小，其中的混合气被预压缩。此后，活塞头部先将排气孔开启，膨胀后的燃烧气体已成废气，经排气孔排出。至此作功过程结束，开始先期排气。随后活塞又将扫气孔开启，经过预压缩的可燃混合气从曲轴箱经扫气孔进入气缸（图 3－1－6d），扫除其中的废气，开始扫气过程。这一过程将持续到下一个活塞行程中扫气孔被关闭时为止。

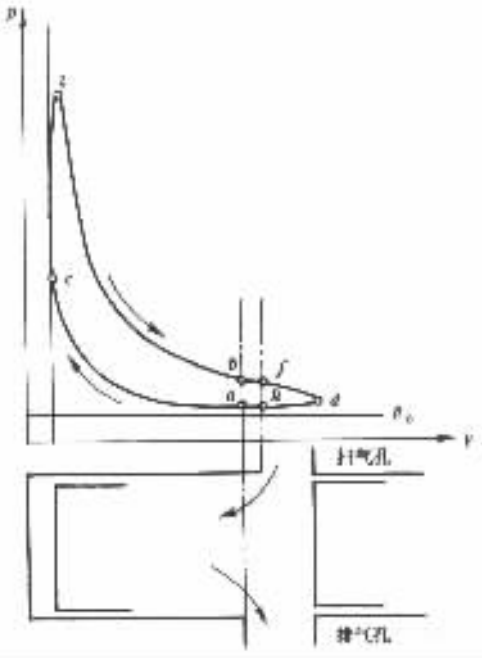


图 3－1－7　二冲程内燃机的示功图

图 3－1－7 所示为二冲程内燃机的示功图。图中点 a 表示排气孔关闭，曲线 ac 为压缩过

机械学习网 www.jixie.com 免费下载

程。曲线 czb 为作功过程。在 b 点排气孔开启，bf 为先期排气阶段。在 f 点扫气孔开启，fdh 段为扫气过程。在 h 点扫气孔关闭，ha 段为额外排气阶段。从排气口开始打开到完全关闭，约占 130°～150°曲轴转角，此为二冲程内燃机的换气过程，即示功图上的 bda 曲线。

四、二冲程柴油机工作原理

图 3－1－8 所示为带扫气泵的气门—气孔式直流扫气二冲程柴油机工作原理示意图。

1. 第一行程

活塞由下止点移至上止点。当活塞还处于下止点位置时，进气孔和排气门均已开启。扫气泵将纯净的空气增压到 0.12～0.14MPa 后，经空气室和进气孔送入气缸，扫除其中的废气。

废气经气缸顶部的排气门排出(图 3－1－8a)。当活塞上移将进气孔关闭的同时，排气门也关闭，进入气缸内的空气开始被压缩(图 3－1－8b)。活塞运动至上止点，压缩过程结束。

2. 第二行程

活塞由上止点移至下止点。当压缩过程终了时，高压柴油经喷油器喷入气缸，并自行着火燃烧(图 3－1－8c)。高温高压的燃烧气体推动活塞作功。当活塞下移 2/3 行程时，排气门开启，废气经排气门排出(图 3－1－8d)。活塞继续下移，进气孔开启，来自扫气泵的空气经进气孔进入气缸进行扫气。扫气过程将持续到活塞上移时将进气孔关闭为止。

五、汽油机与柴油机、四冲程与二冲程内燃机的比较

以上叙述了各类往复活塞式内燃机的简单工作原理，从中可以看出汽油机与柴油机、四冲程与二冲程内燃机的若干异同之处。

四冲程汽油机与四冲程柴油机的共同点是：

1)每个工作循环都包含进气、压缩、作功和排气等四个活塞行程，每个行程各占 180°曲轴转角，即曲轴每旋转两周完成一个工作循环。

2)四个活塞行程中，只有一个作功行程，其余三个是耗功行程。显然，在作功行程曲轴旋转的角速度要比其它三个行程时大得多，即在一个工作循环内曲轴的角速度是不均匀的。为了改善曲轴旋转的不均匀性，可在曲轴上安装转动惯量较大的飞轮或采用多缸内燃机并使其按一定的工作顺序依次进行工作。

两者不同之处是：

1)汽油机的可燃混合气在气缸外部开始形成并延续到进气和压缩行程终了，时间较长。柴油机的可燃混合气在气缸内部形成，从压缩行程接近终了时开始，并占小部分作功行程，时间很短。

2)汽油机的可燃混合气用电火花点燃，柴油机则是自燃。所以又称汽油机为点燃式内燃机，称柴油机为压燃式内燃机。

二冲程内燃机与四冲程内燃机相比具有下列一些特点。

1)曲轴每转一周完成一个工作循环，作功一次。当曲轴转速相同时，二冲程内燃机单位时间的作功次数是四冲程内燃机的两倍。由于曲轴每转一周作功一次，因此曲轴旋转的角速度比较均匀。

2)二冲程内燃机的换气过程时间短，仅为四冲程内燃机的 1/3 左右。另外，进、排气过程

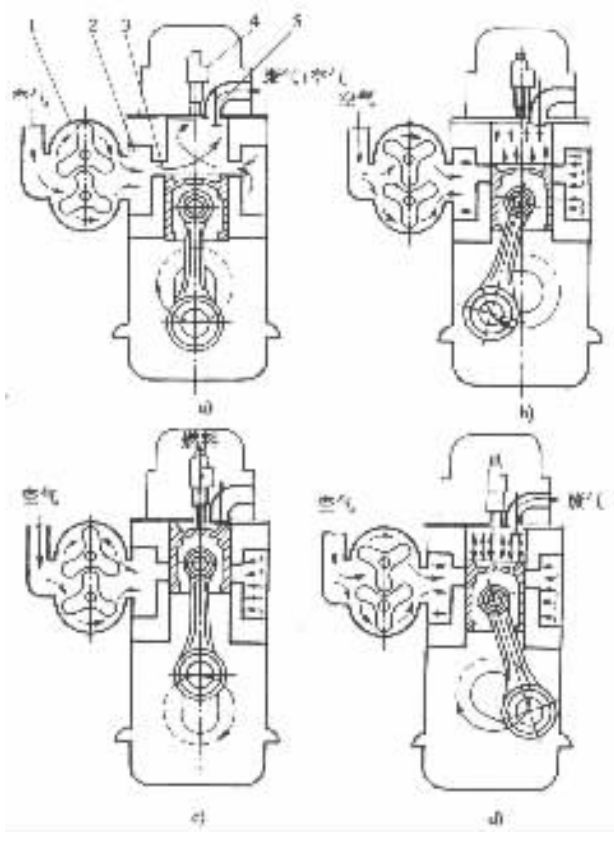


图 3－1－8　二冲程柴油机工作原理示意图

a)换气；b)压缩；c)燃烧；d)排气

1－扫气泵；2－空气室；3－进气孔；4－喷油器；5－排气门

几乎同时进行，利用新气扫除废气，新气可能流失，废气也不易清除干净。因此，二冲程内燃机的换气质量较差。

3)曲轴箱换气式二冲程内燃机因为没有进、排气门，而使结构大为简化。

为了叙述上的方便和适应习惯上的称谓，本书用文如不特别说明，则将水冷四冲程往复活塞式内燃机简称为发动机。

第四节　发动机的总体构造

汽车发动机是极为复杂的机器。为了实现其由热能到机械能的转换，同时也为了达到优异的性能指标，发动机包含许多机构和系统(图 3－1－9)。这些机构和系统的构造和组成，又随发动机的用途、生产厂家和生产年代的不同而千差万别。但就其总体构造而言，却都是由机体组、曲柄连杆机构、配气机构、进排气系统、燃油系统、冷却系统、润滑系统、起动系统和有害排放物控制装置等组成。如果是汽油机，还包括点火系统。若为增压发动机，则还应有增压系统。

图 3－1－10 所示为第一汽车制造厂生产的解放 CA1091 型中型货车发动机的纵横剖视

本此为试读，需要完整PDF请访问：www.ertongbook.com 免费下载

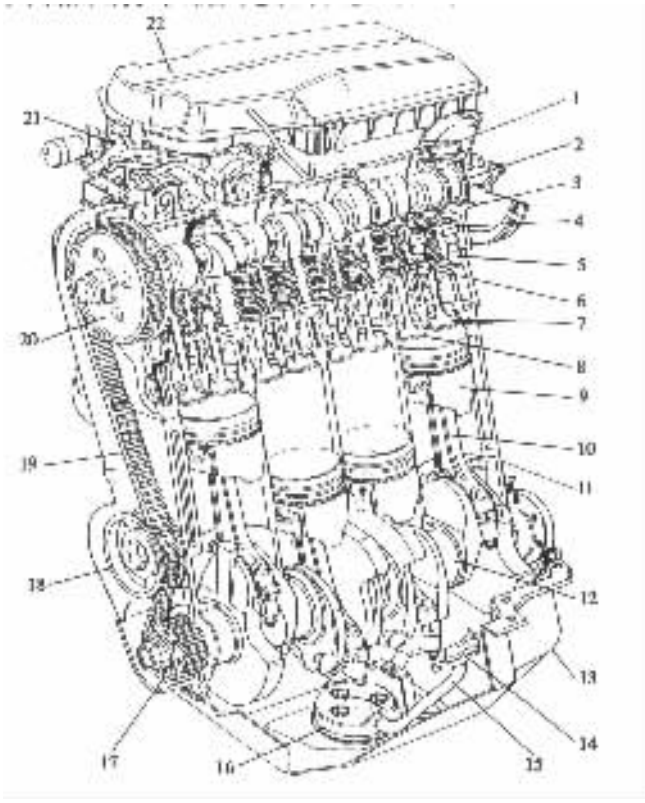


图 3－1－9 发动机的总体构造

1－气缸盖罩；2－凸轮轴；3－气缸盖；4－摆臂；5－气门间隙自动调节器；6－气门弹簧；7－进气门；8－排气门；9－活塞；10－连杆；11－机体；12－曲轴；13－油底壳；14－机油泵；15－机油管；16－集滤器；17－曲轴齿形带轮；18－张紧轮；19－正时齿形带；20－凸轮轴齿形带轮；21－化油器；22－空气滤清器

图。发动机型号为 CA6102，六气缸、水冷、四冲程汽油机。这是换代产品，其结构既考虑了换型后产品的先进性，又照顾到原来生产的继承性，以求换型快、投资省。其结构特点如下。

发动机机体为龙门式结构，由：HT25－47 高强度铸铁铸制。气缸镶嵌铌合金铸铁干式气缸套。气缸盖是铜钼合金铸铁的整体式结构，其上镶有铬镍铸铁进、排气门座圈和粉末冶金气门导管。

活塞由含镍共晶铝合金液态模锻。活塞顶上有圆形凹坑，可借以在较大范围内调整压缩比，以适应油料变化和高原地区提高压缩比的需要。

曲轴用 45 号钢锻造。其后端设有整体式双刃口橡胶油封。前端装有扭振减振器。

凸轮轴位于曲轴箱内，即所谓下置凸轮轴。

图 3－1－11 为上海柴油机厂生产的 6135Q 型六缸、水冷、四冲程车用柴油机。

6135Q 型柴油机最突出的特点是采用刚度较大的隧道式机体和盘形组合式曲轴，并用滚动轴承作为曲轴的主轴承。滚动轴承摩擦损失小、寿命长，但质量大、成本高。

机体镶嵌湿式气缸套。分块式气缸盖，两缸一盖。下置凸轮轴。

图 3－1－12 是天津汽车工业(集团)有限公司制造的 TJ 376Q－E 型夏利微型轿车发动机的纵、横剖视图。

TJ 376Q－E 型发动机为三缸、水冷、四冲程电子控制汽油喷射式汽油机。其结构特点如下。

机体由含锑高强度灰铸铁 HT250 铸制，为无气缸套薄壁多肋结构，相邻气缸之间无水套，这既可使机体有足够的刚度和强度，又可减轻机体质量。在铝合金低压浇铸的整体式气缸盖上，铸入合金铸铁进气门座圈和粉末冶金排气门座圈。由于气门座圈与气缸盖铸成一体，因此在使用中不会脱落。

活塞由铝合金 ZL100 铸造，拖鞋式活塞裙，半浮式活塞销。曲轴由球墨铸铁 QT 700－2 铸制，每个曲柄均带有平衡重，采用与曲轴同步旋转的单平衡轴平衡技术，使一级往复惯性力矩得到完全平衡。

凸轮轴置于气缸盖上，即所谓上置凸轮轴，由正时齿形带和安装在曲轴及凸轮轴前端的正时齿形带轮驱动。

图 3－1－13 所示为 CA 488－3 型四缸、水冷、四冲程汽油机的纵、横剖面图。该发动机装于红旗 CA7220 及 CA7221 型轿车和解放 CA1040 系列轻型货车上。

铸铁机体不镶气缸套，相邻气缸之间无水套。铝合金气缸盖上镶嵌粉末冶金进、排气门座圈和气门导管。采用拖鞋式活塞裙部，活塞销座两侧镶嵌钢片，半浮式活塞销。曲轴前、后端均装置整体式橡胶油封。曲轴前端不装扭振减振器。

CA488－3 型发动机的配气机构采用上置凸轮轴、镶嵌滚轮的摆臂和液力式气门间隙自动调节器等。

图 3－1－14 为欧宝 2.5L 轿车发动机的结构图。该发动机为六缸、水冷、四冲程、电控汽油喷射式汽油机。气缸呈 V 形排列，气缸夹角为 54°。每缸四气门，双上置凸轮轴，倒置桶形液力挺柱。铝合金气缸盖，进、排气道经成形研磨头加工，表面光滑。铝合金机体，在曲轴箱底面装设加强板，以增加机体刚度。在两列气缸中间的水套中装置机油冷却器，用发动机的冷却液冷却机油。气缸直径为 81.6mm，而气缸中心距只有 91mm，加上气缸夹角比较小，致使发动机结构非常紧凑，最适宜作前轮驱动的汽车动力。

图 3－1－15 是德国道依茨公司生产的 BF8L413F 型八缸、风冷、增压、四冲程柴油机的纵、横剖面图。该发动机采用龙门式曲轴箱，分块式气缸盖，每缸一盖。带自动调节风量的压风型轴流式冷却风扇及电起动并铺以空气加热器的冷起动系统等。

图 3－1－16 为美国通用汽车公司制造的 GM6V71N 型直流扫气式二冲程柴油机的横剖面图。该机是佩尔利尼 T20－203 型重型货车的发动机。六个气缸呈 V 形排列，气缸夹角为 63.5°，镶嵌干式气缸套。每缸四个排气门。凸轮轴置于机体顶部，即所谓中置凸轮轴。燃油供给装置采用集喷油泵和喷油器两种功能为一体的泵－喷油器。此外，GM6V71N 型发动机装有罗茨式扫气泵。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

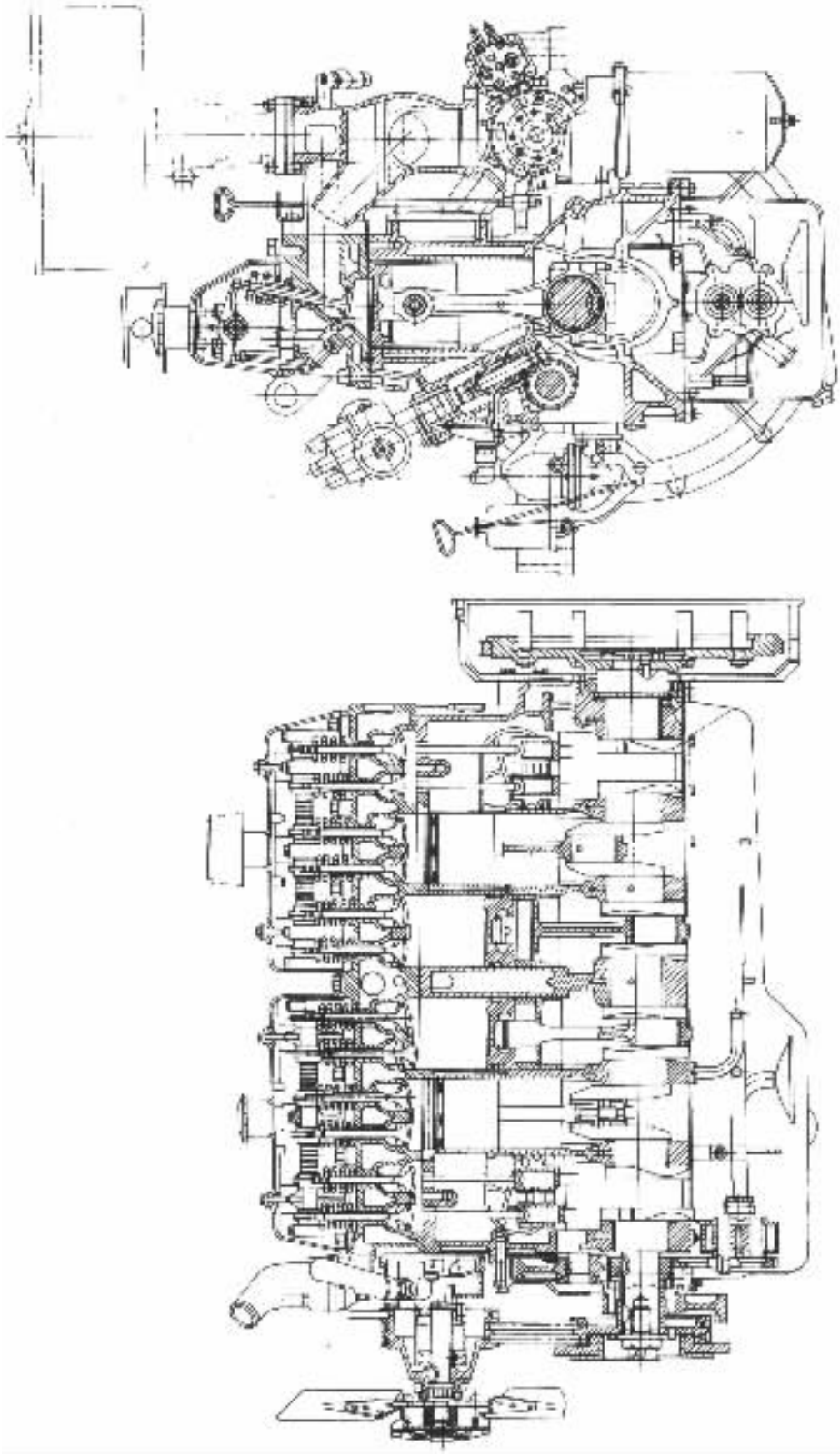


图 3－1－10 CA6102 型汽油机纵横剖视图

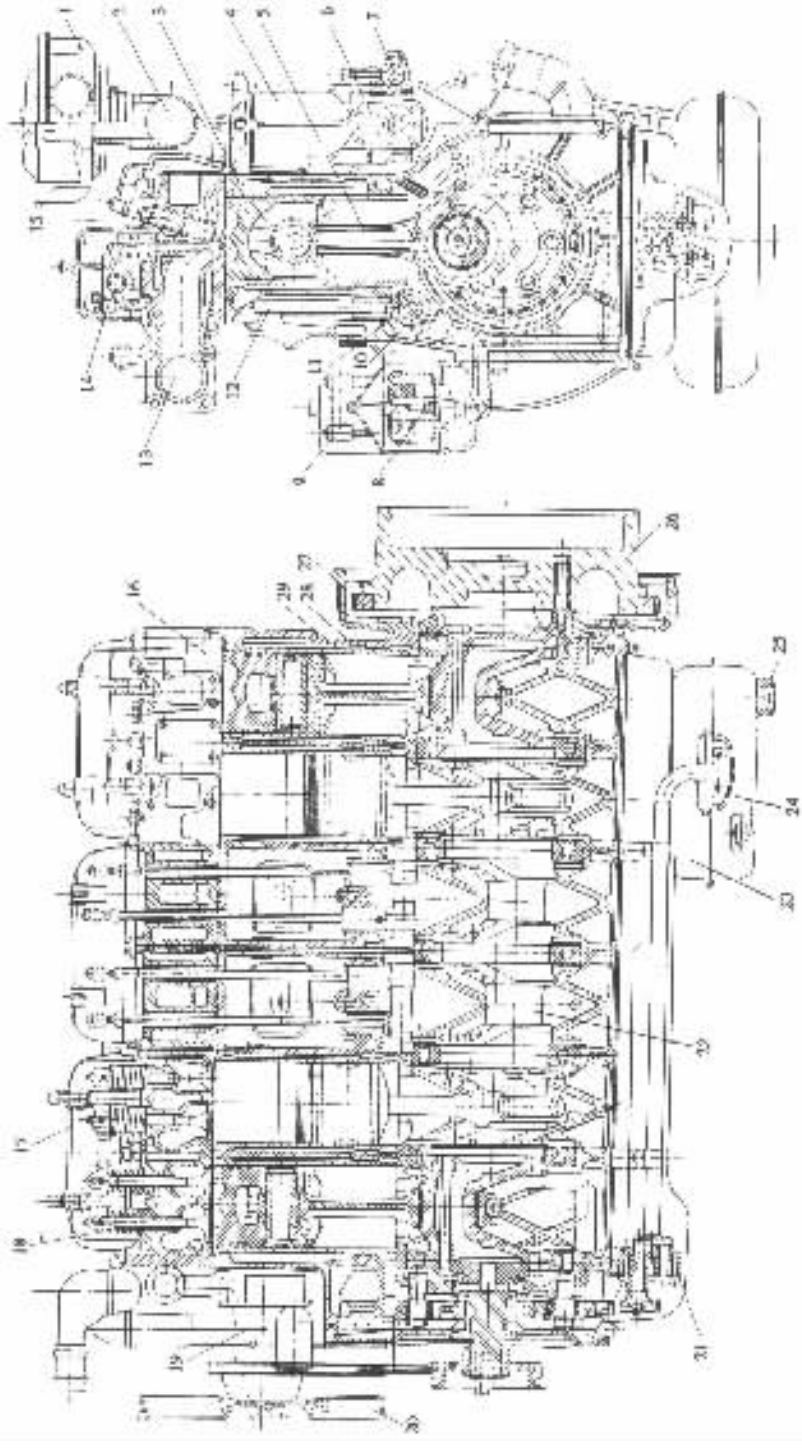


图 3－1－11　6135Q 型柴油机纵横剖视图

1－空气滤清器；2－进气管；3－活塞；4－柴油滤清器；5－连杆；6－喷油泵；7－输油泵；8－机油粗滤器；9－机油精滤器；10－凸轮轴；11－挺柱；12－推杆；13－排气管；14－摇臂；15－喷油器；16－气缸盖；17－气缸盖罩；18－气门；19－水泵；20－风扇；21－机油泵；22－曲轴；23－油底壳；24－集滤器；25－放油塞；26－飞轮；27－齿圈；28－机体；29－气缸套

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

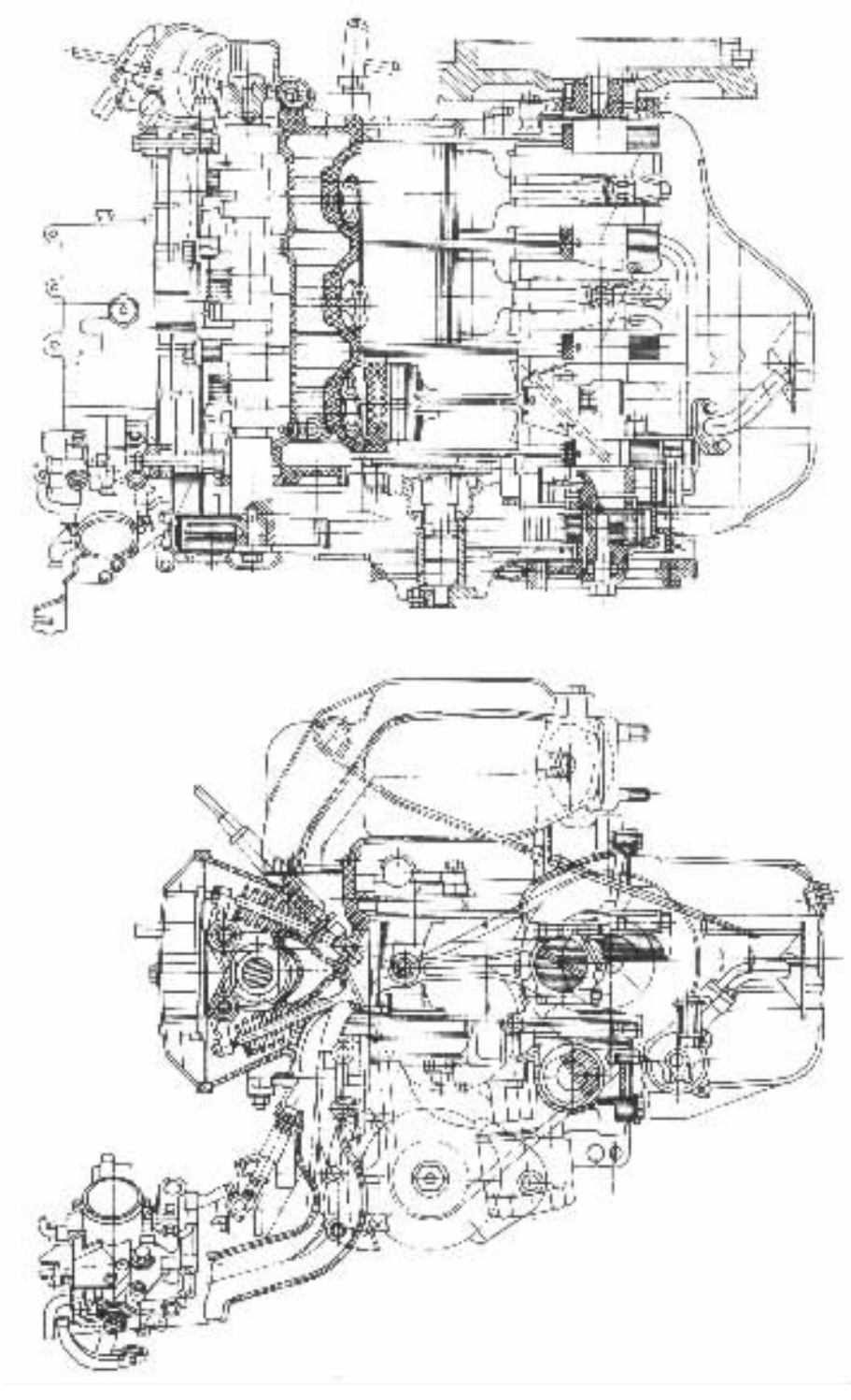


图 3－1－12 TJ 376Q－E 型汽油机纵、横剖视图

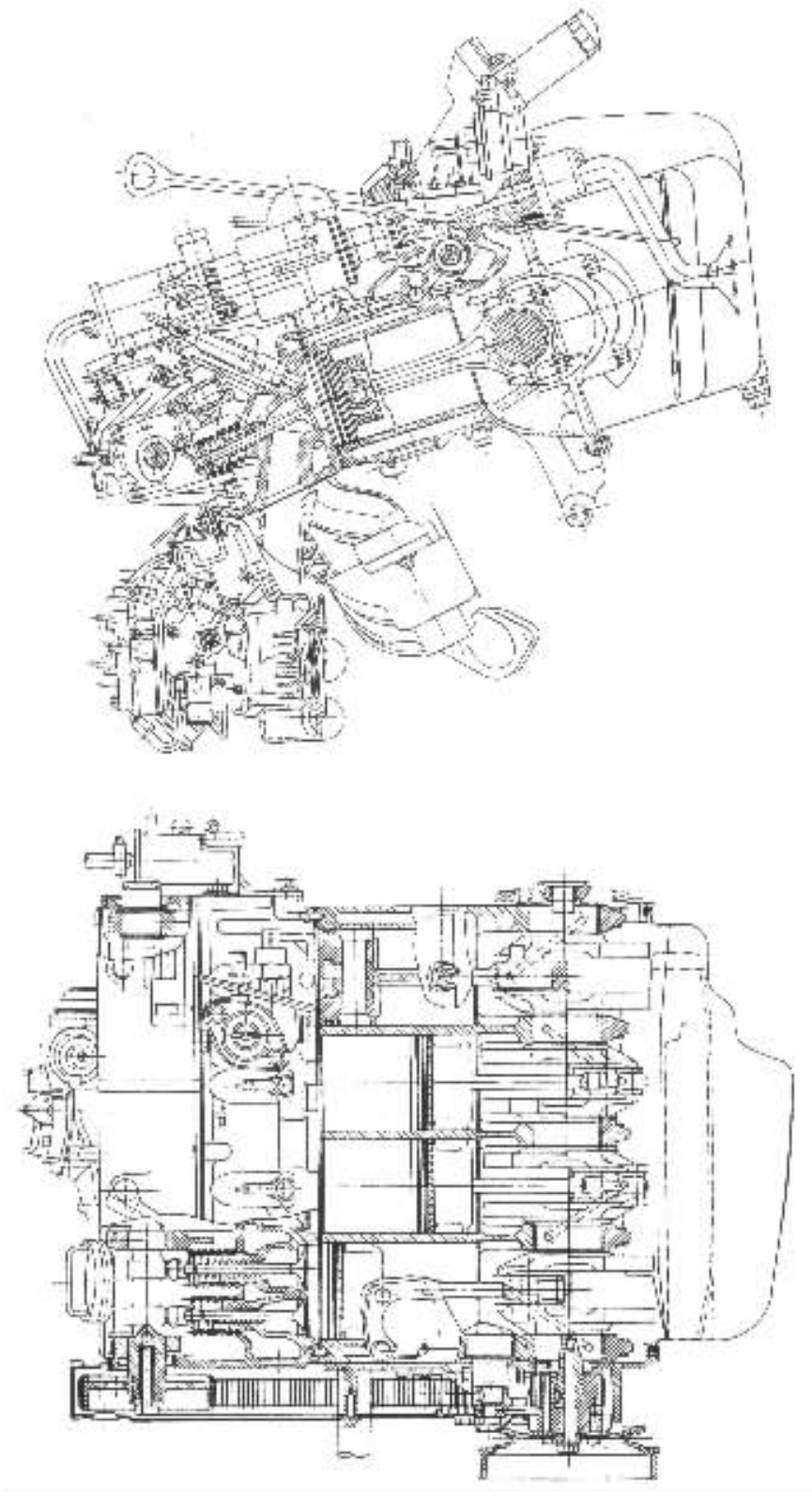


图 3－1－13　CA 488－3 型汽油机纵、横剖面图

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

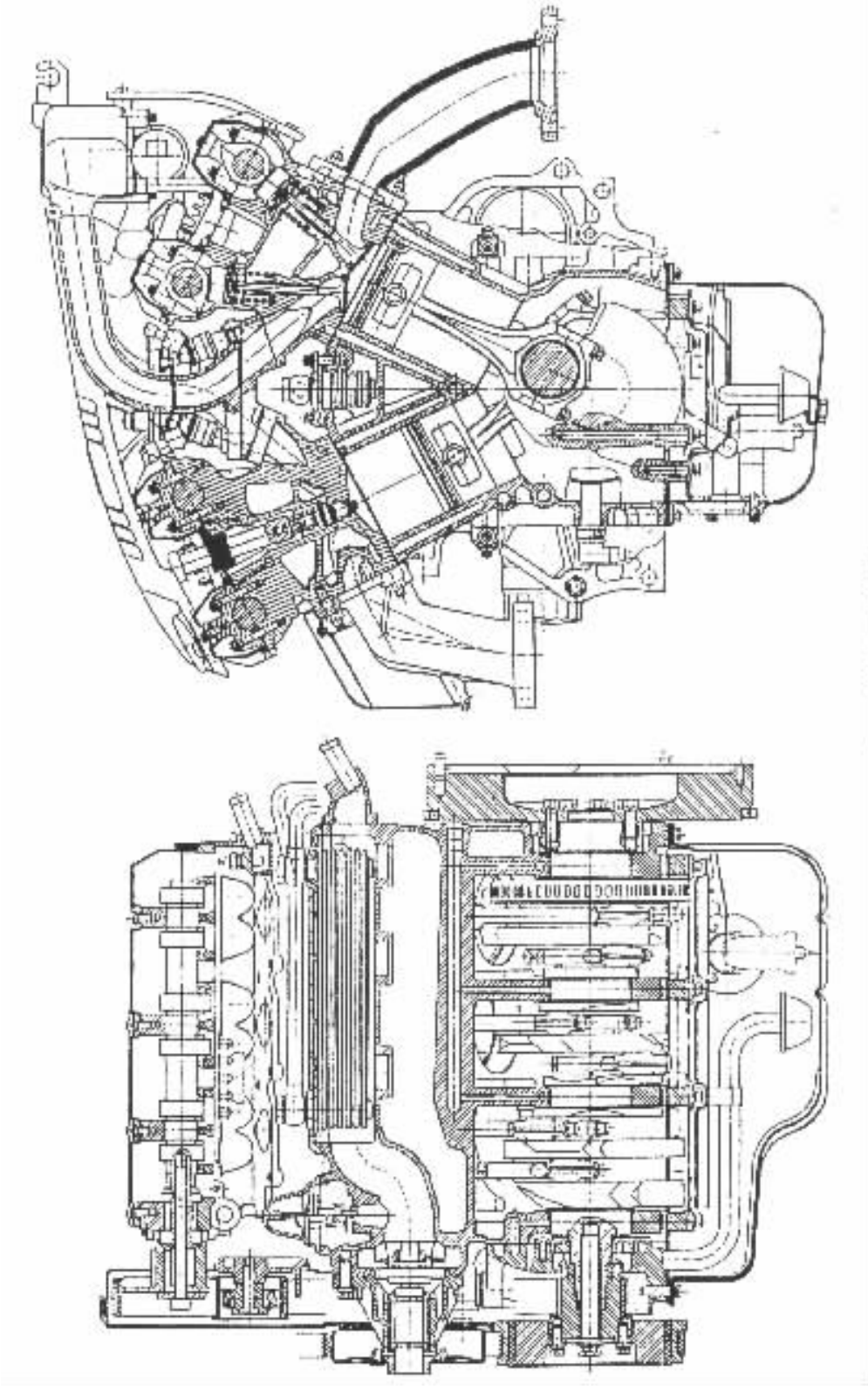


图 3－1－14 欧宝 V6 汽油机纵、横剖面图

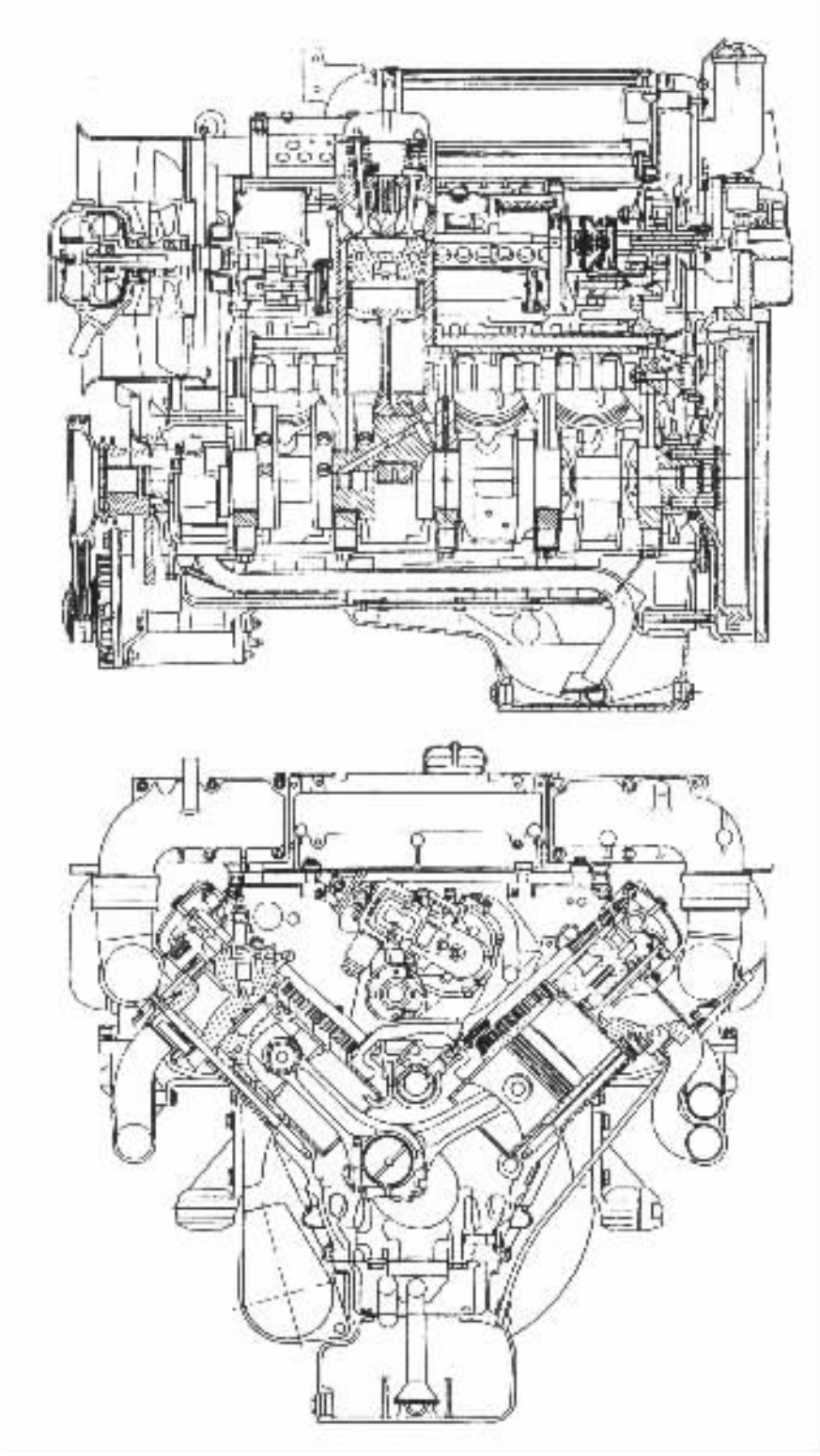


图 3－1－15　BF8L413F 型风冷柴油机纵、横剖面图

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

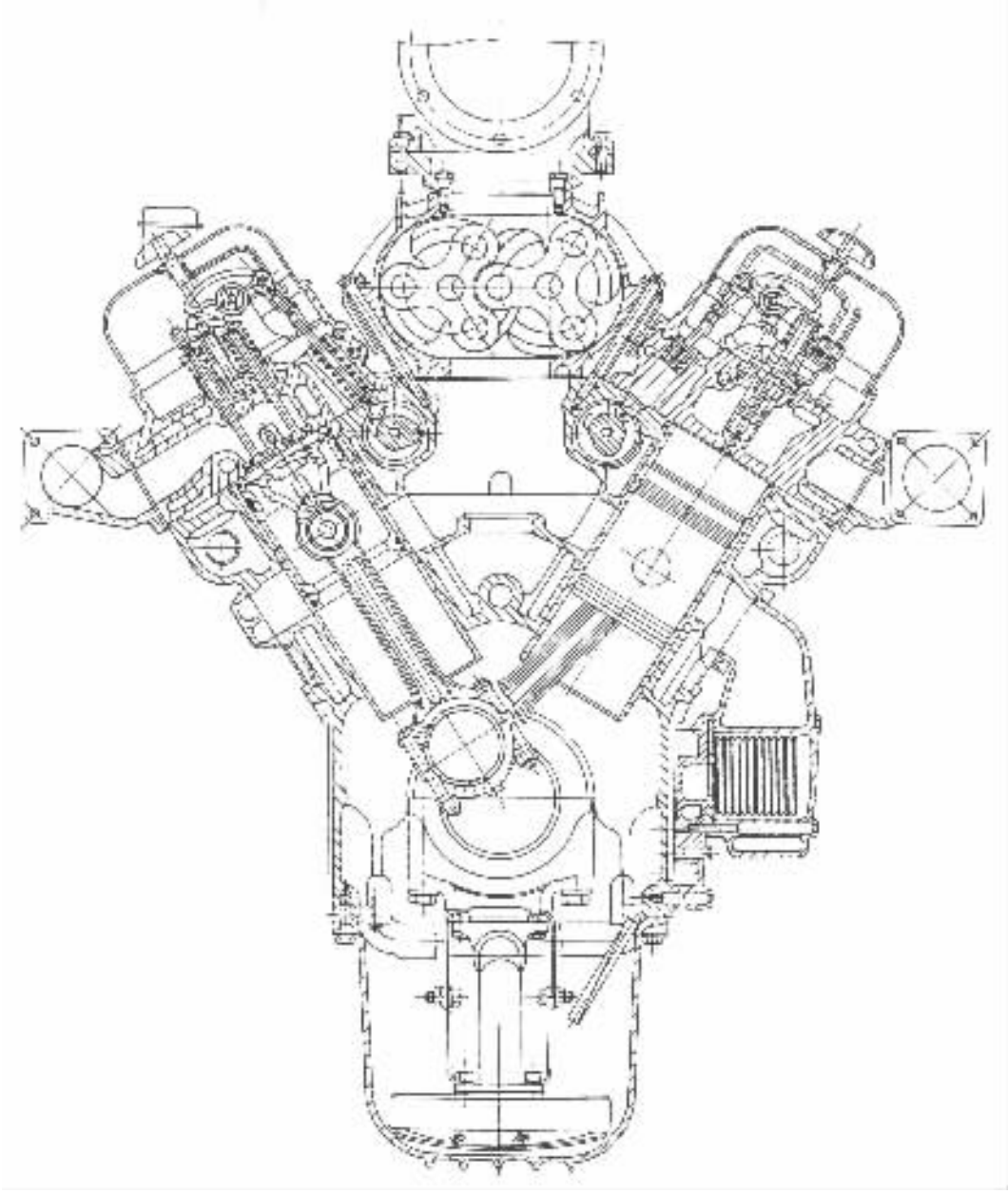


图 3－1－16 GM6V71N 型二冲程柴油机横剖面图

图 3－1－17 所示为日本富士重工业株式会社生产的 EJ20 型汽油机的结构图。该发动机为四缸、水冷、四冲程、电控汽油喷射式发动机。其最重要的结构特点是发动机机体为水平对置式。重心低，平衡性好是这类发动机得天独厚的优点。每缸四气门，双上置凸轮轴由宽幅球面正时齿形带传动，同时采用自动张紧器以提高齿形带的使用寿命和降低噪声。气缸盖和机体均为铝合金铸件，气缸镶嵌干式气缸套。

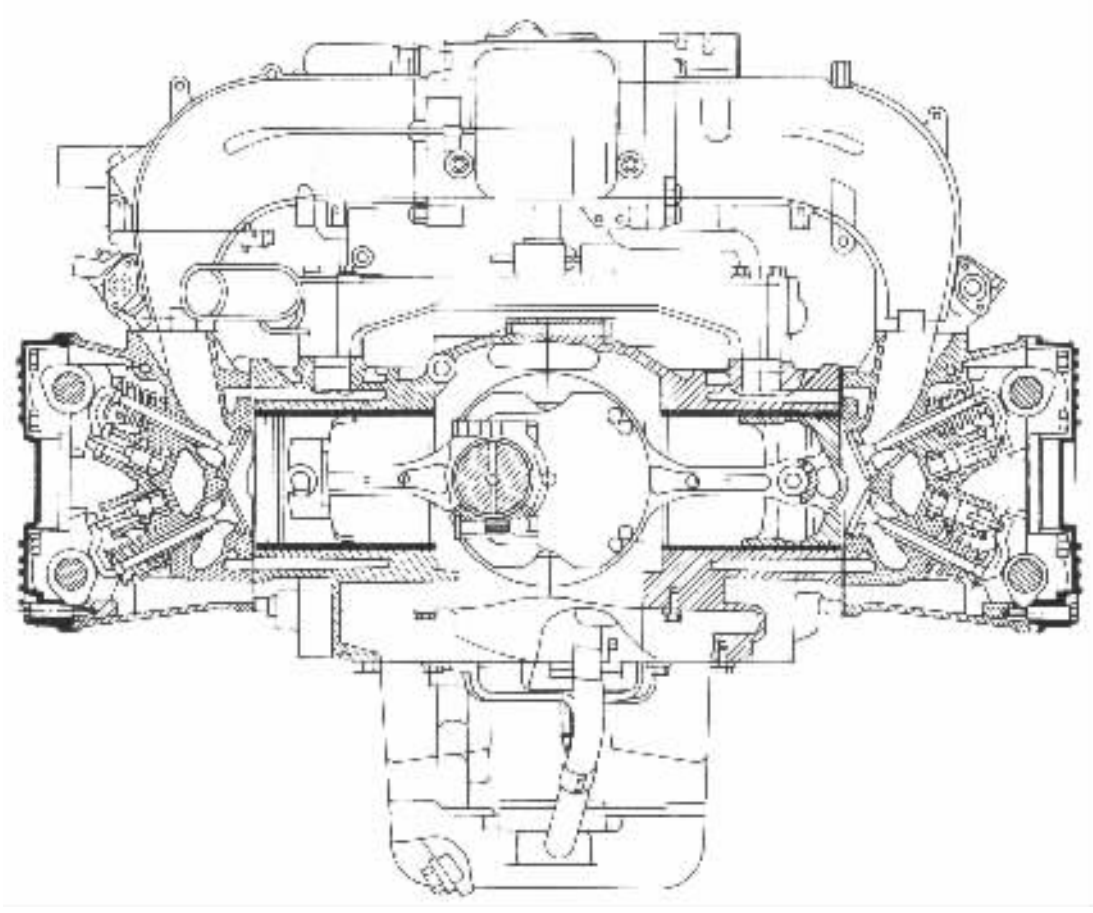


图 3－1－17　富士 EJ20 型汽油机剖面图

第五节　发动机的性能指标

发动机的性能指标用来表征发动机的性能特点，并作为评价各类发动机性能优劣的依据。同时，发动机性能指标的建立还促进了发动机结构的不断改进和创新。因此，发动机构造的变革和多样性是与发动机性能指标的不断完善和提高密切相关的。

一、动力性指标

动力性指标是表征发动机作功能力大小的指标，一般用发动机的有效转矩、有效功率、转速和平均有效压力等作为评价发动机动力性好坏的指标。

1. 有效转矩

发动机对外输出的转矩称为有效转矩，记作 T_e，单位为 N·m。有效转矩与曲轴角位移的乘积即为发动机对外输出的有效功。

2. 有效功率

发动机在单位时间对外输出的有效功称为有效功率，记作 P_e，单位为 kW。它等于有效转矩与曲轴角速度的乘积。发动机的有效功率可以用台架试验方法测定，也可用测功器测定有

效转矩和曲轴角速度，然后用如下公式计算出发动机的有效功率 P_e：

$$P_e = T_e \frac{2\pi n}{60} \times 10^{-3} = \frac{T_e n}{9550}(\text{kW}) \tag{3-1-1}$$

式中：T_e——有效转矩，N·m；

n——曲轴转速，r/min。

3. 发动机转速

发动机曲轴每分钟的回转数称为发动机转速，用 n 表示，单位为 r/min。

发动机转速的高低，关系到单位时间内作功次数的多少或发动机有效功率的大小，即发动机的有效功率随转速的不同而改变。因此，在说明发动机有效功率的大小时，必须同时指明其相应的转速。在发动机产品标牌上规定的有效功率及其相应的转速分别称作标定功率和标定转速。发动机在标定功率和标定转速下的工作状况称作标定工况。标定功率不是发动机所能发出的最大功率，它是根据发动机用途而制定的有效功率最大使用限度。同一种型号的发动机，当其用途不同时，其标定功率值并不相同。

有效转矩也随发动机工况而变化。因此，汽车发动机以其所能输出的最大转矩及其相应的转速作为评价发动机动力性的一个指标。

4. 平均有效压力

单位气缸工作容积发出的有效功称为平均有效压力，记作 p_{me}，单位为 MPa。显然，平均有效压力越大，发动机的作功能力越强。

二、经济性指标

发动机经济性指标包括有效热效率和有效燃油消耗率等。

1. 有效热效率

燃料燃烧所产生的热量转化为有效功的百分数称为有效热效率，记作 η_e。显然，为获得一定数量的有效功所消耗的热量越少，有效热效率越高，发动机的经济性越好。

2. 有效燃油消耗率

发动机每输出 1kW·h 的有效功所消耗的燃油量称为有效燃油消耗率，记作 b_e，单位为 g/(kW·h)。b_e 可按下式计算：

$$b_e = \frac{B}{P_e} \times 10^3$$

式中：B——发动机在单位时间内的耗油量，kg/h，可由试验测定；

P_e——发动机的有效功率，kW。

显然，有效燃油消耗率越低，经济性越好。

三、强化指标

强化指标是指发动机承受热负荷和机械负荷能力的评价指标，一般包括升功率和强化系数等。

1. 升功率

发动机在标定工况下，单位发动机排量输出的有效功率称为升功率，记作 P_L。升功率大，表明每升气缸工作容积发出的有效功率大，发动机的热负荷和机械负荷都高。

2. 强化系数

平均有效压力与活塞平均速度的乘积称为强化系数。

活塞平均速度是指发动机在标定转速下工作时，活塞往复运动速度的平均值。它与发动机转速的关系为：

$$C_m = \frac{Sn}{30} \times 10^{-3}$$

式中：C_m——活塞平均速度，m/s；

S——活塞行程，mm；

n——发动机标定转速，r/min。

不论是活塞平均速度高，还是平均有效压力大，均使发动机的热负荷和机械负荷增高。因此，强化系数表征了发动机的强化程度。随着发动机技术的不断进步，其强化程度愈来愈高。

强化系数记作 $P_{me}C_m$。

四、紧凑性指标

紧凑性指标是用来表征发动机总体结构紧凑程度的指标，通常用比容积和比质量衡量。

1. 比容积

发动机外廓体积与其标定功率的比值称为比容积。

2. 比质量

发动机的干质量与其标定功率的比值称为比质量。干质量是指未加注燃油、机油和冷却液的发动机质量。

比容积和比质量越小，发动机结构越紧凑。

五、环境指标

环境指标主要指发动机排气品质和噪声水平。由于它关系到人类的健康及其赖以生存的环境，因此各国政府都制定出严格的控制法规，以期消减发动机排气和噪声对环境的污染。当前，排放性和噪声水平已成为发动机的重要性能指标。

在排放性方面，目前主要限制一氧化碳（CO）、各种碳氢化合物（HC）、氮氧化合物（NO_x）及除水以外的任何液体或固体微粒的排放量。

噪声是指对人的健康造成不良影响及对学习、工作和休息等正常活动发生干扰的声音。由于汽车是城市中的主要噪声源之一，而发动机又是汽车的主要噪声源，因此控制发动机的噪声就显得十分重要。如我国的噪声标准中规定，轿车的噪声不得大于 82dB（A）。

六、可靠性指标

可靠性指标是表征发动机在规定的使用条件下，正常持续工作能力的指标。可靠性有多种评价方法，如首发故障行驶里程、平均故障间隔里程、主要零件的损坏率等。

七、耐久性指标

耐久性指标是指发动机主要零件磨损到不能继续正常工作的极限时间。通常用发动机的大修里程，即发动机从出厂到第一次大修之间汽车行驶的里程数来衡量。

大修里程的长短与发动机的结构特点、强化程度、零件的材料及加工精度以及使用条件等诸多因素有密切关系。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

八、工艺性指标

工艺性指标是指评价发动机制造工艺性和维修工艺性好坏的指标。发动机结构工艺性好，则便于制造；便于维修，就可以降低生产成本和维修费用。

九、内燃机速度特性

汽车发动机的工况在很广泛的范围内变化。当发动机的工况（即功率和转速）发生变化时，其性能（包括动力性、经济性、排放性和噪声等）也随之改变。因此，在评价和选用发动机时就必须考察它在各种工况下的性能，才能全面判断其好坏及能否满足汽车的要求。

发动机性能指标随调整状况及运行工况而变化的关系称为发动机特性，利用特性曲线可以简单而又方便地评价发动机性能。

发动机的有效功率 P_e、有效转矩 T_e 和有效燃油消耗率 b_e 随发动机转速 n 的变化关系称为发动机速度特性（图 3－1－18）。若汽车驾驶员保持加速踏板位置不变，则随着道路阻力的不同，汽车的行驶速度将会改变，这时发动机即按速度特性工作。

发动机速度特性通过实验测得，节气门全开时测得的速度特性称为外特性，节气门部分开启时测得的速度特性称为部分速度特性。外特性曲线上的每一点都代表在此转速下的最大功率及最大转矩，所以外特性代表发动机的最高动力性能。

前已述及有关发动机负荷率的定义，如果利用发动机的速度特性来说明负荷率或负荷的概念就更为清楚。

图 3－1－19 所示为只画了有效功率特性曲线的发动机速度特性。曲线Ⅰ为外特性，曲线Ⅱ、Ⅲ为部分速度特性。

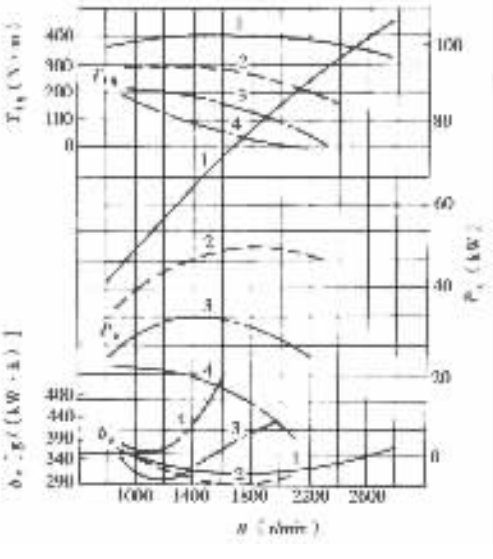


图 3－1－18 发动机速度特性

1－外特性；2、3、4－节气门开度分别为 75%、50%、25% 的部分速度特性

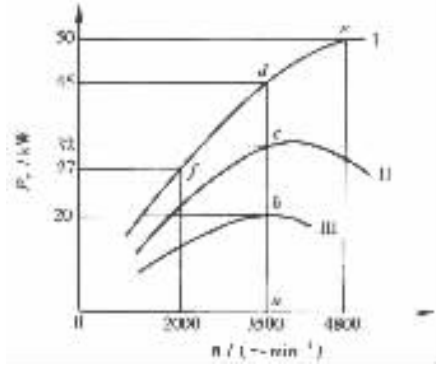


图 3－1－19 发动机的 P_e-n 特性

由图得知，在 $n = 3500\text{r/min}$ 时，若节气门全开，可得到该转速下可能发出的最大功率 45kW。但如果不全开而开到Ⅱ和Ⅲ的位置，则同样转速下只能发出 32kW 和 20kW 的功率。根据上述定义，可求出 a、b、c 和 d 四个工况下的负荷值：

工况 a　　负荷为零（称为发动机空转工况）；

工况 b　　负荷 $= \frac{20}{45} \times 100\% = 44.4\%$；

工况 c　　负荷 $= \frac{32}{45} \times 100\% = 71.1\%$；

工况 d　　负荷 $= \frac{45}{45} \times 100\% = 100\%$（即发动机全负荷）。

应当注意的是，不要把负荷和功率的概念相混淆。如某一转速时全负荷（如 d 点），并不意味着此时发动机的功率是最大。发动机的最大功率，应当是工况 e 的功率。又如，在工况 f 下，虽然功率比工况 c 小，但却是全负荷。就是说，功率的大小并不代表负荷的大小。

此外，外特性曲线上各点都表示在各转速下的全负荷工况，但在同一条部分特性曲线上各点的负荷值却并不相同。在同一转速下，节气门开度越大表示负荷越大，但是两者并不成比例。

第六节　内燃机产品名称和型号编制规则

为了便于内燃机的生产管理和使用，我国对内燃机名称和型号编制规则重新审定并颁布了国家标准 GB/725—1991。标准的主要内容如下。

1）内燃机产品名称均按所采用的燃料命名，例如柴油机、汽油机、煤气机、沼气机、双（多种）燃料发动机等。

2）内燃机型号由阿拉伯数字、汉语拼音字母和 GB 1883 中关于气缸布置所规定的象形字符号组成。

3）内燃机型号由四部分组成。

（1）首部：包括产品系列代号、换代符号和地方、企业代号，由制造厂根据需要自选相应字母表示，但需经行业标准化归口单位核准、备案。

（2）中部：由缸数符号、气缸布置形式符号、冲程符号和缸径符号组成。

（3）后部：由结构特征符号和用途特征符号组成。

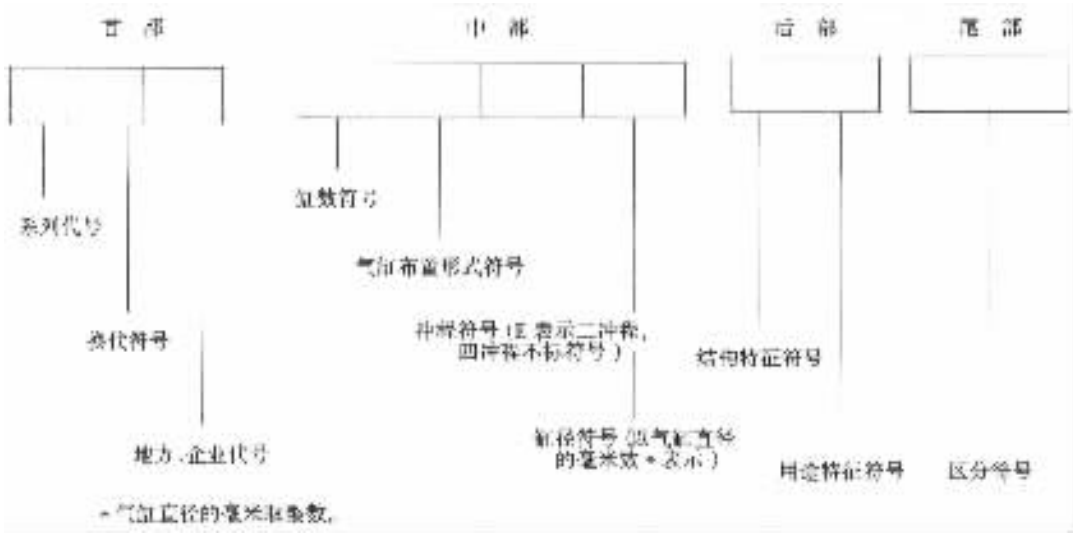
（4）尾部：区分符号。同一系列产品因改进等原因需要区分时，由制造厂选用适当符号表示。后部与尾部可用“－”分隔。

型号表示方法：

气缸布置形式符号

符　号	结构特征
无符号	多缸直列及单缸
V	V 型
P	平卧形

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载



结构特征符号

符号	结构特征
无符号	水冷
F	风冷
N	凝汽冷却
S	十字头式
Z	增压
Z_L	增压中冷
D_z	可倒转

用途特征符号

符　号	用途
无符号	通用型及固定动力
T	拖拉机
M	摩托车
G	工程机械
Q	汽车
J	铁路机车
D	发电机组
C	船用主机，右机基本型
C_Z	船用主机，左机基本型
Y	农用运输车
L	林业林械

型号示例：

1. **柴油机**

(1) Y26102——**六缸直列、四冲程、缸径** 102mm、**水冷、汽车用**(YZ **为扬州柴油机厂代号**)；

(2) 10V120FQ——10 **缸** V **型气缸排列、四冲程、缸径** 120mm、**风冷、汽车用**；

(3) 12VE230ZC$_Z$——12 **缸、**V **型、二冲程、缸径** 230mm、**水冷、增压、船用主机、左机基本型。**

2. **汽油机**

(1) 1E65F——**单缸、二冲程、缸径** 65mm、**风冷、通用型**；

(2) EQ6100－1——**六缸、直列、四冲程、缸径** 100mm、**水冷，区分符号** 1 **表示第一种变型产品**(EQ **为第二汽车制造厂代号**)；

(3) BJ492QA——**四缸、直列、四冲程、缸径** 92mm、**水冷、汽车用，区分符号** A **表示变型产品**(BJ **为北京汽车制造厂代号**)。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

第二章 机体组及曲柄连杆机构

第一节 曲柄连杆机构中的作用力及力矩

作用在曲柄连杆机构上的力有气体力和运动质量惯性力。

气体力作用于活塞顶上，在活塞的四个行程中始终存在，但只有作功行程中的气体力是发动机对外作功的原动力。气体力通过连杆、曲柄销传到主轴承。气体力同时也作用于气缸盖上，并通过气缸盖螺栓传给机体。作用于活塞上和气缸盖上的气体力大小相等、方向相反，在机体中相互抵消而不传至机体外的支承上，但使机体受到拉伸。

曲柄连杆机构可视为由往复运动质量和旋转运动质量组成的当量系统。往复运动质量包括活塞组零件质量和连杆小头集中质量，它沿气缸轴线作往复变速直线运动，产生往复惯性力；旋转运动质量包括曲柄质量和连杆大头集中质量，它绕曲轴轴线旋转，产生旋转惯性力，也称离心力。往复惯性力和旋转惯性力通过主轴承和机体传给发动机支承。

若以 F_g、F_j 和 F_k 分别表示气体力、往复惯性力和旋转惯性力，则曲柄连杆机构中的作用力如图 3－2－1a)所示。

气体力 F_g 和往复惯性力 F_j 同时作用在活塞上，由于两者都是沿着气缸轴线作用，故活塞上的总作用力 F 等于 F_g 与 F_j 的代数和。

总作用力 F 在活塞销中心分解为垂直气缸轴线且使活塞压向气缸壁的侧向力 F_N 及沿着连杆轴线作用的连杆力 F_S(图 3－2－1b)。侧向力使活塞和气缸壁加剧磨损，同时它对曲轴旋转轴线的力矩称为翻倒力矩，有使发动机翻倒的倾向。翻倒力矩通过机体传到发动机支承。连杆力使连杆受到压缩或拉伸。

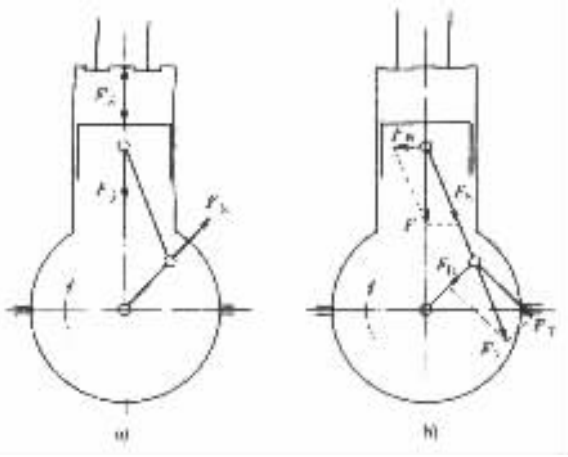


图 3－2－1 曲柄连杆机构中的作用力及其传递

连杆力 F_S 传到曲柄销中心分解为垂直曲柄的切向力 F_T 和沿着曲柄作用的径向力 F_R。切向力产生发动机转矩 T，径向力使轴承承受载荷。

由于发动机工作循环的周期性和曲柄连杆机构运动的周期性，上述各力都随曲轴转角呈周期性变化。往复惯性力、旋转惯性力、翻倒力矩和发动机转矩的周期性变化将引起发动机在支承上的振动，从而降低了汽车行驶的平顺性和舒适性。为了改善这种状况应该尽量减小曲柄连杆机构运动件质量以减小惯性力，以及在曲轴上加平衡重和设置平衡机构来平衡惯性力。

第二节　机体组

一、机体组的功用及组成

现代汽车发动机机体组主要由机体、气缸盖、气缸盖罩、气缸衬垫、主轴承盖以及油底壳等组成(图 3－2－2)。镶气缸套的发动机,机体组还包括干式或湿式气缸套。

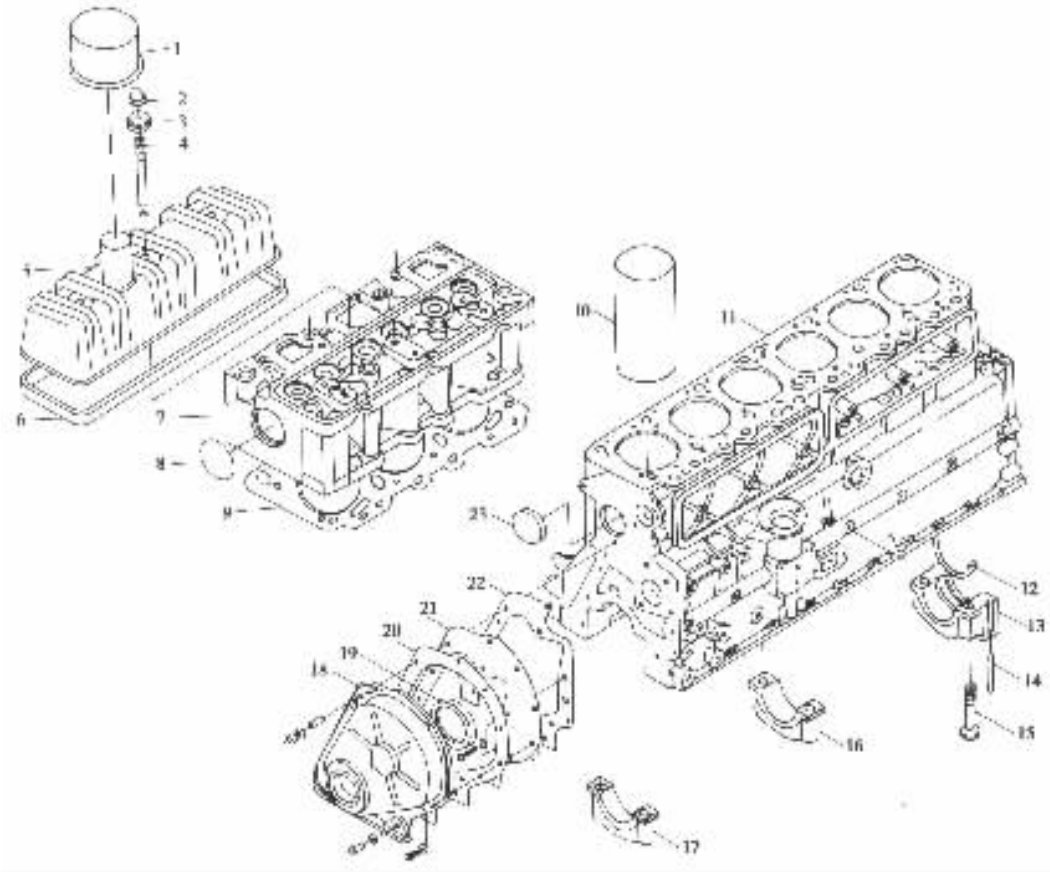


图 3－2－2　机体组的组成(EQ6100－1)

1－曲轴箱通风管盖;2－螺母;3－垫片;4－螺柱;5－气缸盖罩;6－密封垫;7－气缸盖;8、23－水堵(碗形塞);9－气缸衬垫;10－干式气缸套;11－机体;12、14－密封条;13、16、17－后、中间、前主轴承盖;15－主轴承螺栓;18－定时齿轮室盖;19－曲轴前油封;20、22－衬垫;21－垫板

机体组是发动机的支架,是曲柄连杆机构、配气机构和发动机各系统主要零部件的装配基体。气缸盖用来封闭气缸顶部,并与活塞顶和气缸壁一起形成燃烧室。另外,气缸盖和机体内的水套和油道以及油底壳又分别是冷却系统和润滑系统的组成部分。

二、机　体

1. 机体的工作条件及要求

已如上述,机体是气缸体与曲轴箱的连铸体。绝大多数水冷发动机的气缸体与曲轴箱连

用户名:手机 www.docin.com 免费下载

铸在一起，而且多缸发动机的各个气缸也合铸成一个整体（图 3－2－3）。风冷发动机几乎无一例外地将气缸体与曲轴箱分别铸制，而且气缸体为单体的（图 3－2－4）。

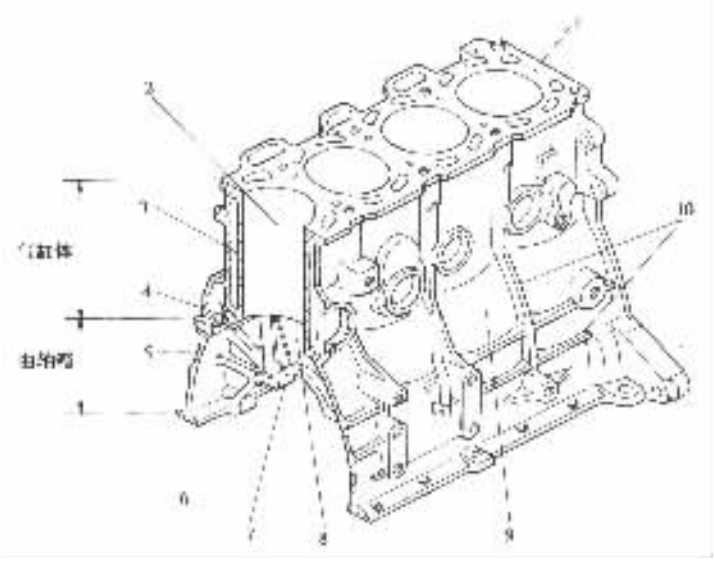


图 3－2－3 水冷发动机的机体

1－机体顶面；2－气缸；3－水套；4－主油道；5－横隔板上的加强肋；6－机体底面；7－主轴承座；8－缸间横隔板；9－机体侧壁；10－侧壁上的加强肋

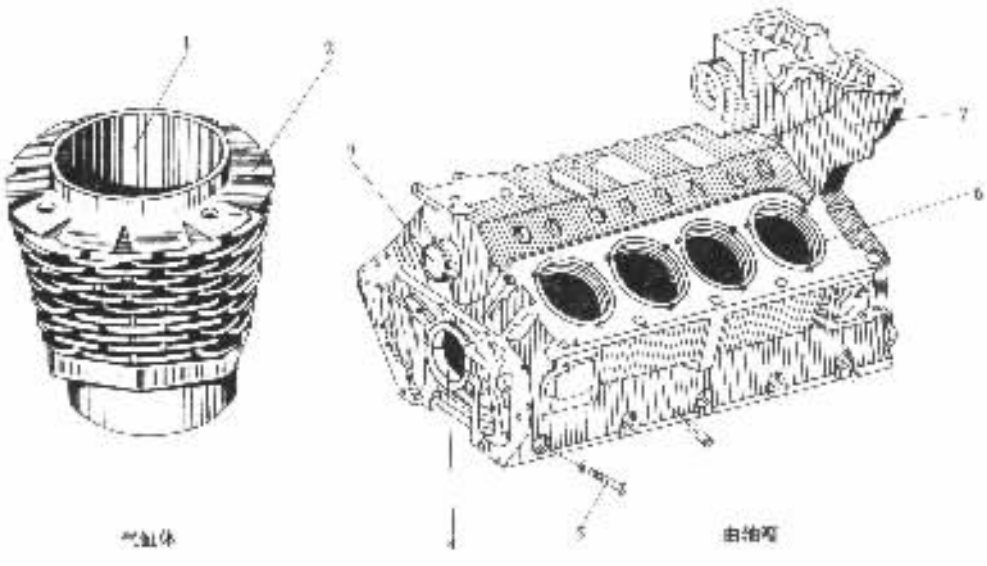


图 3－2－4 风冷发动机的气缸体与曲轴箱

1－气缸；2－散热片；3－凸轮轴孔；4－主轴承孔；5－主轴承盖横向紧固螺栓；6－气缸体安装孔；7－定时传动室

机体是发动机中最大的零件。在发动机工作时，机体承受拉、压、弯、扭等不同形式的机械负荷，同时还因为气缸壁面与高温燃气直接接触而承受很大的热负荷。因此，机体应具有足够

的强度和刚度，且耐磨损和耐腐蚀，并应对气缸进行适当的冷却，以免机体损坏和变形。机体也是最重的零件，应该力求结构紧凑、质量轻，以减小整机的尺寸和质量。

2. 机体材料

机体一般用高强度灰铸铁或铝合金铸造。最近，在轿车发动机上采用铝合金机体的越来越普遍。与铸铁机体相比，铝合金机体有下列优点：

(1)全铝机体与铝活塞的热膨胀系数相同，因此，活塞与气缸的间隙可以控制到最小，从而可以降低噪声和机油消耗量。

(2)由于铝合金的导热幽良好，因此采用全铝机体可以提高压缩比，有利于提高发动机的功率。

(3)铝合金机体质量轻，有利于前置发动机前轮驱动的轿车前后轮载荷的合理分配。

(4)由于铝合金机体散热性能好，可以减少冷却液容量，减小散热器尺寸，使整个发动机轻量化。

铝合金机体的缺点是成本高。

3. 机体构造

机体是结构极为复杂的箱形零件，其大部分壁厚均为铸造工艺许用的最小壁厚。在机体侧壁和前后壁的内外表面以及缸间的横隔板上均有加强肋，旨在减小机体质量的同时，保证机体有足够的强度和刚度。在机体的前后壁和缸间横隔板上铸有支承曲轴的主轴承座或主轴承座孔以及满足润滑需要的纵、横油道。在水冷发动机气缸的外壁铸有冷却水套和布水室，以增强散热。

机体的构造与气缸排列形式、气缸结构形式和曲轴箱结构形式有关。

1)气缸排列形式有 3 种：直列式、V 型和水平对置式。

各气缸排成一直列的称为直列式气缸排列(图 3－2－5)，其特点是机体的宽度小而高度和长度大，一般只用于六缸以下的发动机。通常把采用直列式气缸排列的发动机称为直列式发动机。六缸直列式发动机的平衡性最好，发动机工作时不产生振动。

两列气缸排列成 V 形的称为 V 型气缸排列(图 3－2－6)。采用这种气缸排列形式的发动机称为 V 型发动机。目前有 V4、V6、V8、V10、V12 和 V16 等机型。V 型发动机机体宽度大，而长度和高度小，形状比较复杂。但机体的刚度大，质量和外形尺寸较小。

对置式气缸排列是指两列气缸水平相对排列，其优点是重心低，而且水平对置式发动机的平衡性好。机体由左、右两个机体用螺栓紧固在一起(图 3－2－7)。

2)气缸内表面由于受高温高压燃气的作用并与高速运动的活塞接触而极易磨损。为了提高气缸的耐磨性和延长气缸的使用寿命而有不同的气缸结构形式和表面处理方法。气缸结构形式也有 3 种，即无气缸套式、干气缸套式和湿气缸套式。

无气缸套式机体即不镶嵌任何气缸套的机体，在机体上直接加工出气缸(图 3－2－8)。其优点是可以缩短气缸中心距，从而使机体的尺寸和质量减小。另外，机体的刚度大，工艺性好。其缺点是为了保证气缸的耐磨性，整个铸铁机体须用耐磨的合金铸铁制造，这就既浪费了贵重的材料又提高了制造成本。气缸内表面经珩磨加工成深度为 4～6.5μm 的网纹，以改善气缸的润滑性和磨合性。国产轿车红旗 CA488－3、捷达 EA827、上海桑塔纳 JV、富康 TU 和夏利 TJ376Q 等型发动机都是采用合金铸铁无气缸套式的机体。

无气缸套式铝合金机体，在气缸内表面进行多孔镀铬，以提高其耐磨性。目前也只有少数几种发动机采用这种结构，如图 1－1－14 所示的宝马 V6 发动机便是其中的一例。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

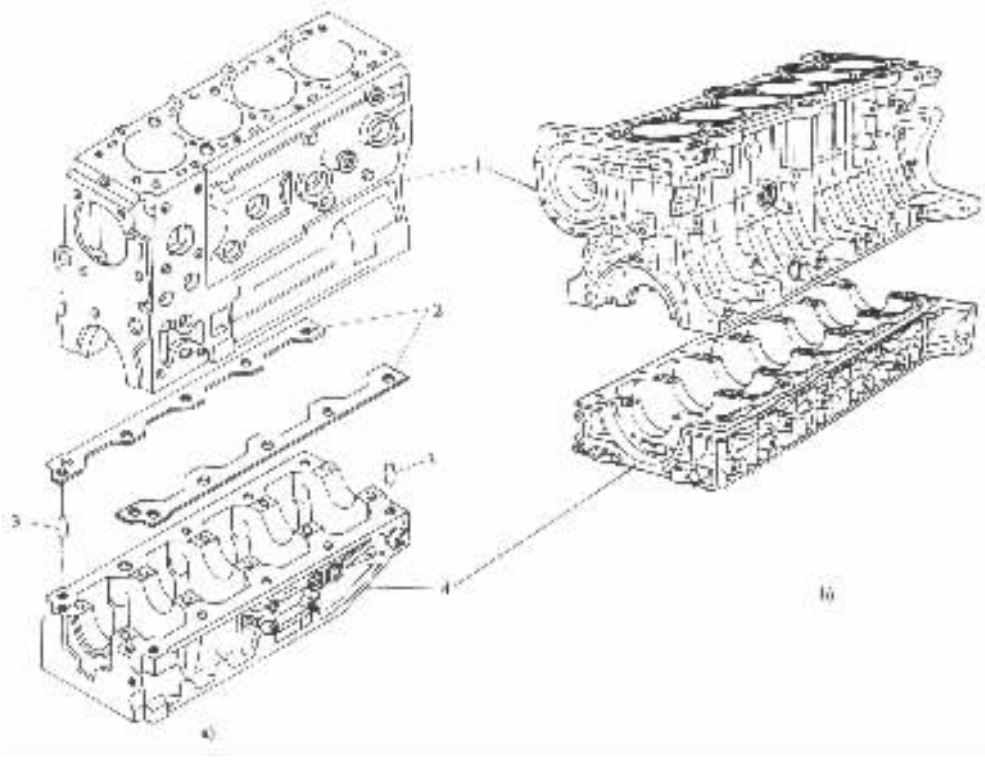


图 3－2－5 直列式发动机机体

a)雷诺 S8U 型柴油机机体；b)沃尔沃汽油机机体

1－机体；2－密封垫；3－定位销；4－梯形梁

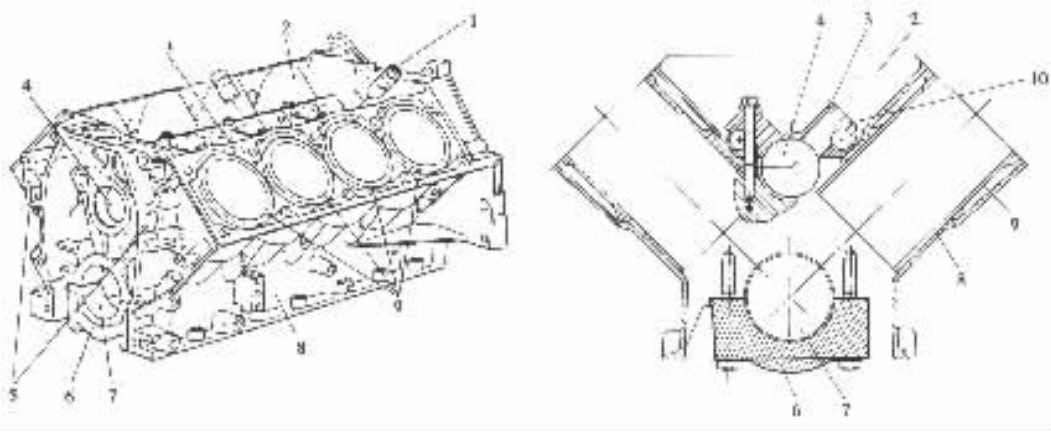


图 3－2－6 V8 发动机机体(凯迪拉克)

1－挺柱；2－推杆室；3－挺柱支架；4－凸轮轴承孔；5－进水口；6－主轴承盖；

7. 主轴承孔；8－铝合金机体；9－湿式气缸套；10－挺柱孔

干气缸套式机体是在一般灰铸铁机体的气缸套座孔内压入或装入干式气缸套(图 3－2－9)。干式气缸套不与冷却液接触。用合金铸铁离心铸造的干式气缸套壁厚为 2～3mm，而精密拉伸的钢制气缸套壁厚仅为 1.0～1.5mmo 干式气缸套的外圆表面和气缸套座孔内表面均须精

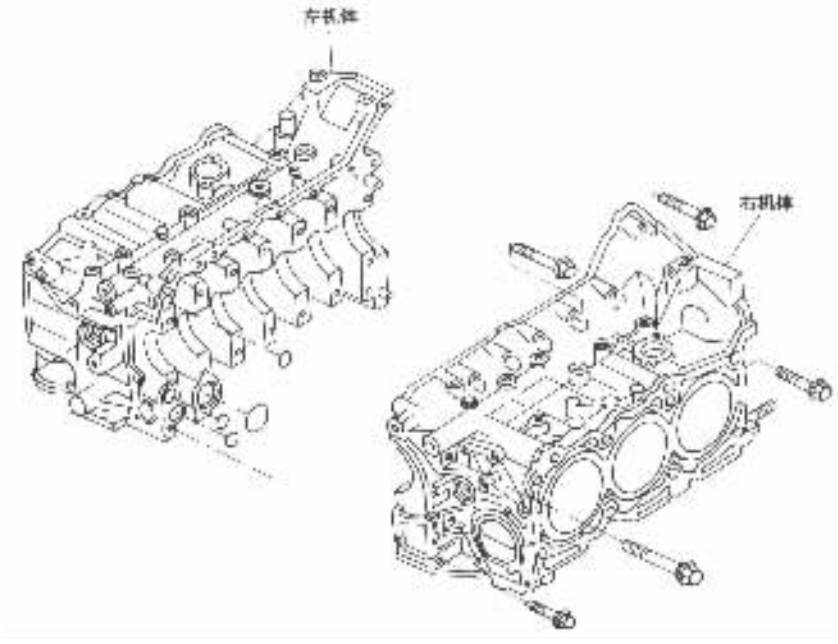


图 3－2－7　水平对置式机体(富士重工 SCX)

加工,以保证必要的形位精度和便于拆装。气缸套与座孔的配合,现在多采用动配合,其间隙为 0.017～0.037mm。解放 CA6102 型和东风 EQ6100－1 型汽油机均在灰铸铁机体上镶入合金铸铁干式气缸套。干气缸套式铝合金机体则是将合金铸铁气缸套与铝合金机体铸在一起。镶嵌干式气缸套的优点是机体刚度大,气缸中心距小,质量轻和加工工艺简单。缺点是传热较差,温度分布不均匀,容易发生局部变形。

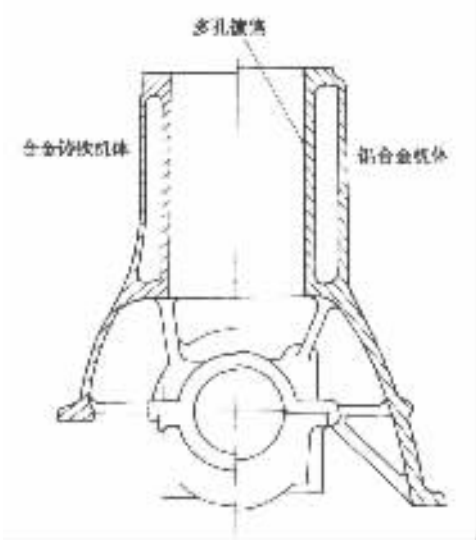


图 3－2－8　无气缸套式机体

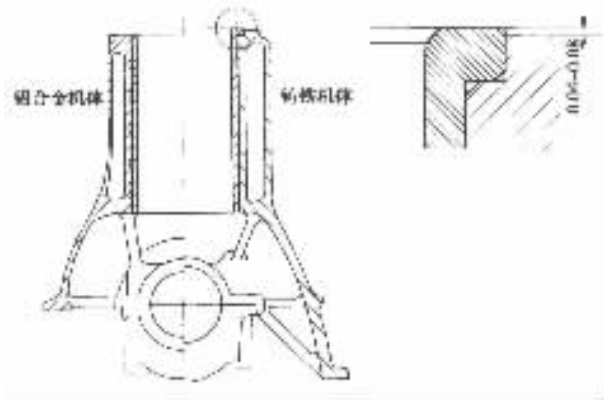


图 3－2－9　干气缸套式机体

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

湿气缸套式机体(图 3－2－10),其气缸套外壁与冷却液直接接触。用合金铸铁制造的湿式气缸套的壁厚一般为 5～8mm,,利用湿式气缸套的上、下定位环带 A、B 实现其径向定位,而轴向定位一般是靠气缸套上部凸缘与机体顶部相应的支承面 C 实现的(图 3－2－10a)。湿式气缸套轴向定位支承面可以设在机体的不同高度上(图 3－2－10b)、c),而且支承面越低对气缸套上部和活塞的冷却越有利。湿式气缸套下部用 1～3 道耐热耐油的橡胶密封圈进行密封,防止冷却液泄漏。密封圈既可装在气缸套下定位环带上的环形槽内(图 3－2－10a),也可装在机体上的导向定位孔上的环形槽内(图 3－2－10b)、c)。湿式气缸套上部的密封是利用气缸套装入机体后,气缸套顶面高出机体顶面 0.05～0.15mm。这样在拧紧气缸盖螺栓时,大部分压紧力作用在气缸套凸缘上,使其与气缸盖衬垫和机体支承面贴合得非常紧密,起到防止气缸漏气和水套漏水的作用。湿气缸套式机体的优点是机体上没有封闭的水套,容易铸造,传热好,温度分布比较均匀,修理方便,不必将发动机从汽车上拆下来,就可以更换气缸套。缺点是机体刚度差,容易漏水。湿气缸套式机体广泛用于汽车柴油机上,也有部分汽油机采用铸铁湿气缸套式铝合金机体,如图 3－2－6 所示的凯迪拉克 V8 发动机,以及 BJ492Q 型汽油机等。

风冷发动机气缸体结构如图 3－2－11 所示。由于金属对空气的换热系数仅是金属对水的换热系数的 1/33。因此必须在风冷气缸的外壁铸制散热片,以增加散热面积,增强散热能力。图 3－2－11a)表示 BF8L413F 型风冷发动机的高磷铸铁单金属气缸体的结构。气缸体上共有 28 排散热片,上边五排散热片不带缺口,以增加气缸体上部的刚度;其余各排散热片均带缺口,每排有 6 个缺口,各排散热片缺口相互错开 30°角,以增强冷却空气的紊流,提高散热效果。图 3－2－11b)所示为 4120F 型风冷发动机的双金属气缸体结构。气缸由球墨铸铁铸造,外表面经加工后渗铝,再铸上铝合金散热片。散热片经机械加工,厚度为 2.5mm,高 24mm,散热片中心距为 7mm。为了增强散热效果,可以采用气缸内表面为多孔镀铬的全铝气缸体,例如部分波尔舍 911 型水平对置式六缸风冷发动机即采用这种结构的气缸体。

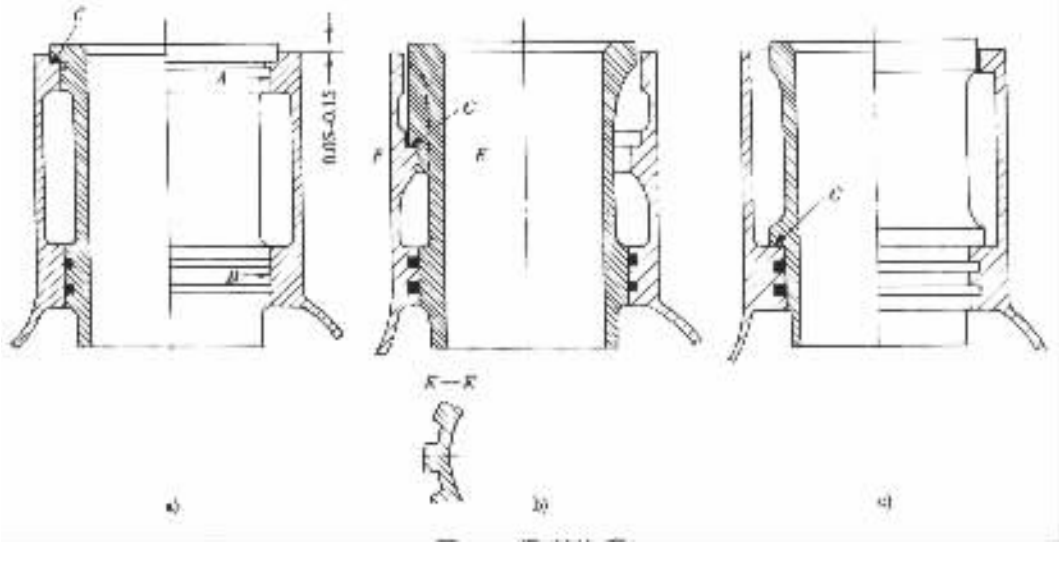


图 3－2－10 湿式气缸套

3)按曲轴箱结构形式的不同机体有平底式、龙门式和隧道式 3 种。

平底式机体的底平面与曲轴轴线齐平(图 3－2－5)。这种机体高度小、质量轻、加工方

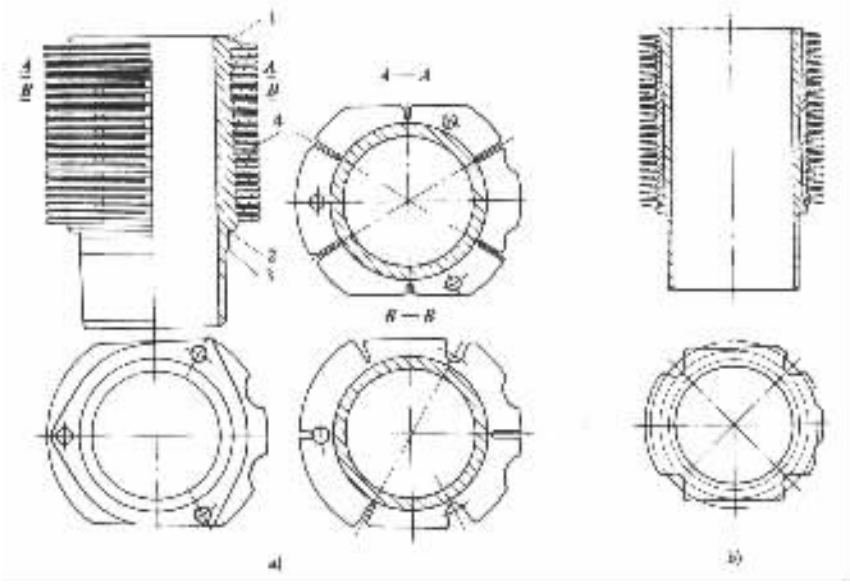


图 3－2－11　风冷发动机的气缸体

便。但与另外两种机体相比刚度较差，且机体前后端与油底壳之间的密封比较复杂。通常轿车和轻型货车发动机多采用平底式机体。例如，BJ492Q 和 CA488－3 等型汽油机的机体即为此种结构。

龙门式机体是指底平面下沉到曲轴轴线以下的机体（图 3－2－3、图 3－2－4、图 3－2－6）。机体底平面到曲轴轴线的距离称作龙门高度。龙门式机体由于高度增加，其弯曲刚度和扭转刚度均比平底式机体有显著提高。机体底平面与油底壳之间的密封也比较简单。龙门式机体广泛用于各类汽车发动机上，如解放 CA6102、东风 EQ6100.1 等货车发动机以及上海桑塔纳 JV、捷达 EA827、富康 TU 等型国产轿车发动机均采用龙门式机体。夏利 TJ376Q 型发动机的龙门高度仅为 14mm，可称为半龙门式机体，它比平底式机体刚度稍大，而比龙门式机体质量略轻。BF8L413F 型风冷发动机的曲轴箱也为龙门式。

隧道式机体是指主轴承孔不剖分的机体结构。这种机体配以窄型滚动轴承可以缩短机体长度。隧道式机体的刚度大，主轴承孔的同轴度好，但是由于大直径滚动轴承的圆周速度不能很大，而且滚动轴承价格较贵，因此限制了隧道式机体在高速发动机上的应用。国产 6135Q 型柴油机即采用隧道式机体（图 3－2－12）。

随着发动机的不断强化，机体所承受的机械负荷越来越大。因此，必须增强主轴承的支撑刚度，以保证曲轴不发生弯曲变形。为此在许多欧洲汽车上采用一种‘梯形梁’结构（图 3－2－5），这种结构是把各主轴承盖铸成一个整体，形如梯子，可以显著增加主轴承刚度。雷诺 S8U 型柴油机和沃尔沃直列六缸汽油机等均采用这种结构。

三、气缸盖

1. 气缸盖工作条件及要求

气缸盖承受气体力和紧固气缸盖螺栓所造成的机械负荷，同时还由于与高温燃气接触而承受很高的热负荷。为了保证气缸的良好密封，气缸盖既不能损坏，也不能变形。为此气缸盖

本作品为个人 [illegible] 免费下载

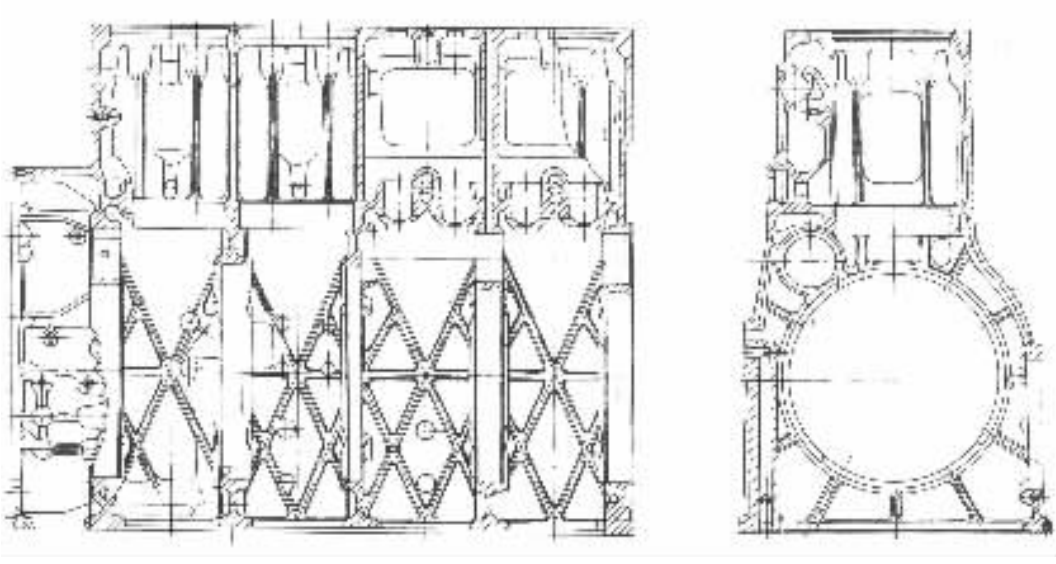


图 3－2－12 隧道式机体(6135Q)

应具有足够的强度和刚度。为了使气缸盖的温度分布尽可能的均匀,避免进、排气门座之间发生热裂纹,应对气缸盖进行良好的冷却。

2. 气缸盖材料

气缸盖一般都由优质灰铸铁或合金铸铁铸造,轿车用的汽油机则多采用铝合金气缸盖。铝合金导热性好,有利于提高发动机的压缩比。其次,铸造性能优异,适于浇铸结构复杂的零件。但必须注意铝合金气缸盖的冷却,控制其底平面的温度在 300℃以下。否则,底平面一旦过热将产生塑性变形而翘曲。目前国产轿车发动机均采用铝合金气缸盖。

3. 气缸盖构造

气缸盖是结构复杂的箱形零件。其上加工有进、排气门座孔,气门导管孔,火花塞安装孔(汽油机)或喷油器安装孔(柴油机)。在气缸盖内还铸有水套、进排气道和燃烧室或燃烧室的一部分。若凸轮轴安装在气缸盖上,则气缸盖上还加工有凸轮轴承孔或凸轮轴承座及其润滑油道。

显然,气缸盖的构造受许多结构因素的影响,如每缸气门数、凸轮轴的位置、冷却方式以及进排气道及燃烧室形状等。

水冷发动机的气缸盖有整体式、分块式和单体式 3 种结构形式。在多缸发动机中,全部气缸共用一个气缸盖的,则称该气缸盖为整体式气缸盖(图 3－2－13a、b);若每两缸一盖或三缸一盖,则该气缸盖为分块式气缸盖(图 3－2－13c);若每缸一盖,则为单体式气缸盖(图 3－2－13d)。风冷发动机均为单体式气缸盖(图 3－2－13e)。

整体式气缸盖结构紧凑,可缩短气缸中心距。当气缸直径小于 105mm,气缸数不超过 6 个时,一般都采用整体式气缸盖。而且当工厂的产品品种单一,但生产批量很大时,采用整体式气缸盖比较经济。

气缸直径介于 100～140mm 之间时,采用何种形式的气缸盖要看工厂的传统和产品系列。若工厂同时生产 2、4、6、8、12 缸发动机系列,则采用两缸一盖的分块式气缸盖比较合理;若只生产直列六缸和 V6、V12 缸发动机,则采用三缸一盖更为合适,因为这样可以提高气缸盖的通

用性和扩大生产批量。

单体式气缸盖刚度大，且在备件储存、修理及制造等方面都比较优越。但是采用单体式气缸盖在缩小气缸中心距方面受到一定的限制，同时气缸盖冷却液的回流需装设专门的回水管，使结构复杂。一般气缸直径≥140mm 的发动机采用单体式气缸盖。

解放 CA6102 型汽油机为整体式气缸盖（图 3－2－13a），是由低铜钼合金铸铁铸造的。进排气道在气缸盖的同一侧。由于凸轮轴下置，因此气缸盖高度较小，结构比较简单。

夏利 TJ376Q 型汽油机是铝合金整体式气缸盖（图 3－2－13b）。进排气道分别布置在气缸盖的两侧。进气道为螺旋形，使进气产生较强的涡流。进排气门座圈和气缸盖铸成一体，可以保证在长期使用中不会脱落。由于凸轮轴上置，因此在气缸盖上设置四道凸轮轴承孔，使气缸盖高度增加，刚度增大。

6120Q 型柴油机的气缸盖为铜钼合金铸铁分块式气缸盖，三缸一盖（图 3－2－13c）。进排气道分置在气缸盖两侧。进气道为螺旋形。

图 3－2－13d）和图 3－2－13e）所示分别为：MAN D2866LF 型六缸柴油机和太脱拉 T－924 型风冷柴油机的单体式气缸盖。

4. 燃烧室

如前所述，当活塞位于上止点时，活塞顶面以上、气缸盖底面以下所形成的空间称为燃烧室。在汽油机气缸盖底面通常铸有形状各异的凹坑，习惯上称这些凹坑为燃烧室（图 3－2－14）。在柴油机中，有一种分隔式燃烧室，其主燃烧室在气缸内，而副燃烧室则铸在气缸盖中。

在改善燃料燃烧和提高发动机性能方面，燃烧室形状起着十分重要的作用。不论是汽油机还是柴油机的燃烧室都应满足下列基本要求：一是结构要紧凑，也就是燃烧室表面积与其容积之比要小，以减少热损失，提高发动机的热效率；二是能增大进气门直径或进气道通过面积，以增加进气量，进而提高发动机转矩和功率；三是能在压缩行程终点产生挤气涡流，以提高混合气燃烧速度，保证混合气得到及时和充分的燃烧。此外，汽油机燃烧室还应保证火焰传播距离最短，以防止发生不正常燃烧。柴油机燃烧室形状还应与燃油喷射、空气涡流运动进行良好的配合。

在汽油机上广泛应用的燃烧室有：

1）浴盆形燃烧室（图 3－2－14b），结构简单，气门与气缸轴线平行，进气道弯度较大。压缩行程终了能产生挤气涡流。用于每缸两气门发动机上，如东风 EQ 6100－1、捷达 EA827、奥迪 100 等汽油机。

2）楔形燃烧室（图 3－2－14a），结构比较紧凑，气门相对气缸轴线倾斜，进气道比较平直，进气阻力小。压缩行程终了时能产生挤气涡流。用于每缸两气门发动机上，如解放 CA61 观型汽油机。

3）半球形燃烧室（图 3－2－14c），结构最紧凑，燃烧室表面积与其容积之比（面容比）最小。进排气门呈两列倾斜布置，气门直径较大，气道较平直。火焰传播距离较短，不能产生挤气涡流。半球形燃烧室多用于高速发动机。国产轿车富康 TU 型汽油机即为这种半球形燃烧室。

4）多球形燃烧室是由两个以上半球形凹坑组成的（图 3－2－14d），其结构紧凑，面容比小，火焰传播距离短，气门直径较大，气道比较平直，且能产生挤气涡流。夏利叮 376Q 型汽油机即为此种燃烧室。

5）篷形燃烧室（图 3－2－14e）是近年来在高性能多气门轿车发动机上广泛应用的燃烧室。特别是小气门夹角的浅篷形燃烧室得到了较大的发展。欧宝 V6、奔驰 320E、三菱 3G81、富士

本书由"万方数据"收录，免费下载

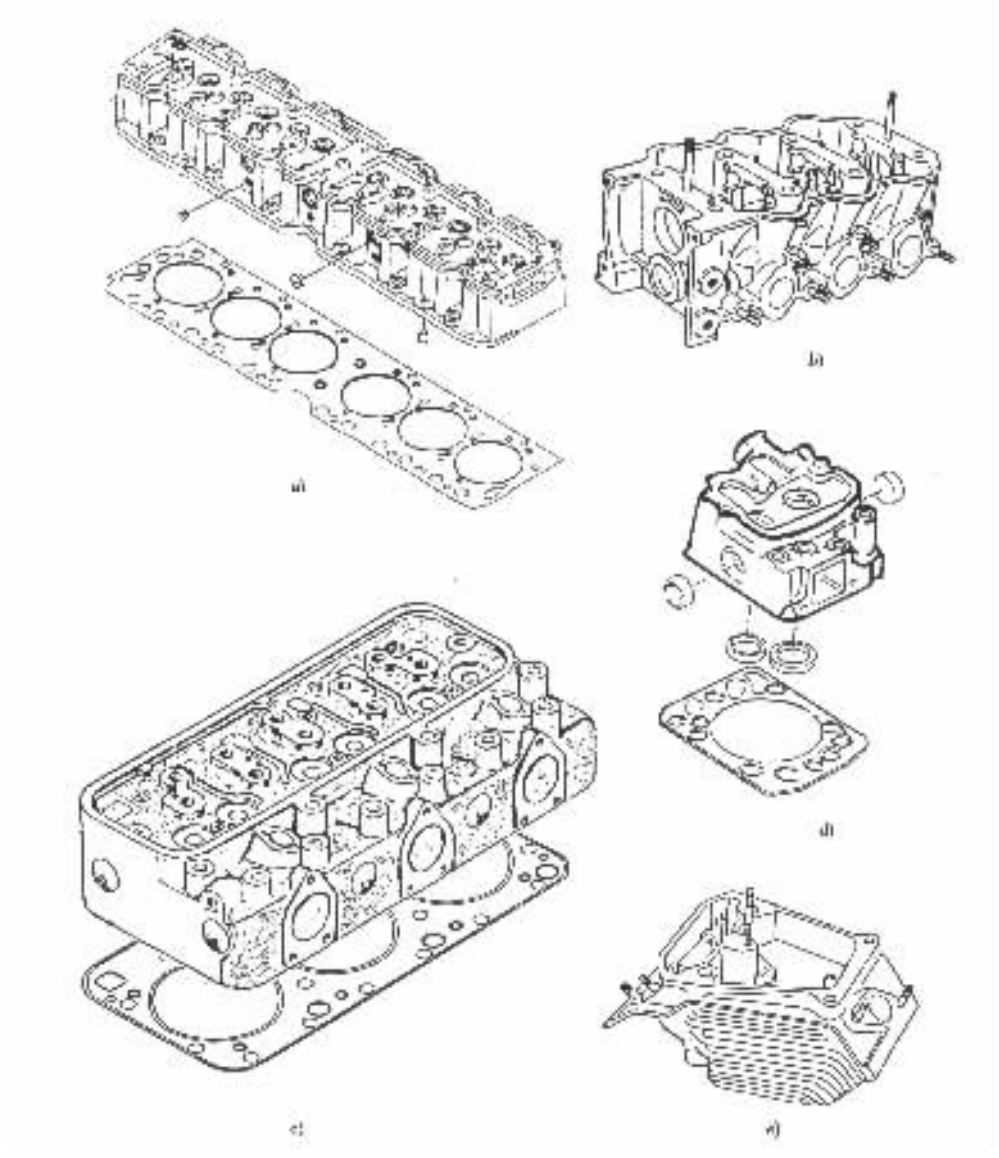


图 3－2－13 各种形式的气缸盖

EJ20 等型汽油机均为篷形燃烧室。其中 3G81 型汽油机为每缸五气门，其余均为四气门发动机。

柴油机的分隔式燃烧室有两种类型：

1）涡流室燃烧室（图 3－2－15a），其主、副燃烧室之间的连接通道与副燃烧室切向连接，在压缩行程中，空气从主燃烧室经连接通道进入副燃烧室，在其中形成强烈的有组织的压缩涡流，因此称副燃烧室为涡流室。燃油顺气流方向喷射。涡流室燃烧室因其高速性能好而多用于轿车和轻型汽车的柴油机上，如依维柯 8140.01 型、五十铃 4FBI 型柴油机均为涡流室燃烧室，后者曾用作雪佛兰轿车发动机。

2）预燃室燃烧室（图 3－2－15b），其主、副燃烧室之间的连接通道不与副燃烧室切向连接，且截面积较小。在压缩行程中，空气在副燃烧室内形成强烈的无组织的紊流。燃油迎着气流

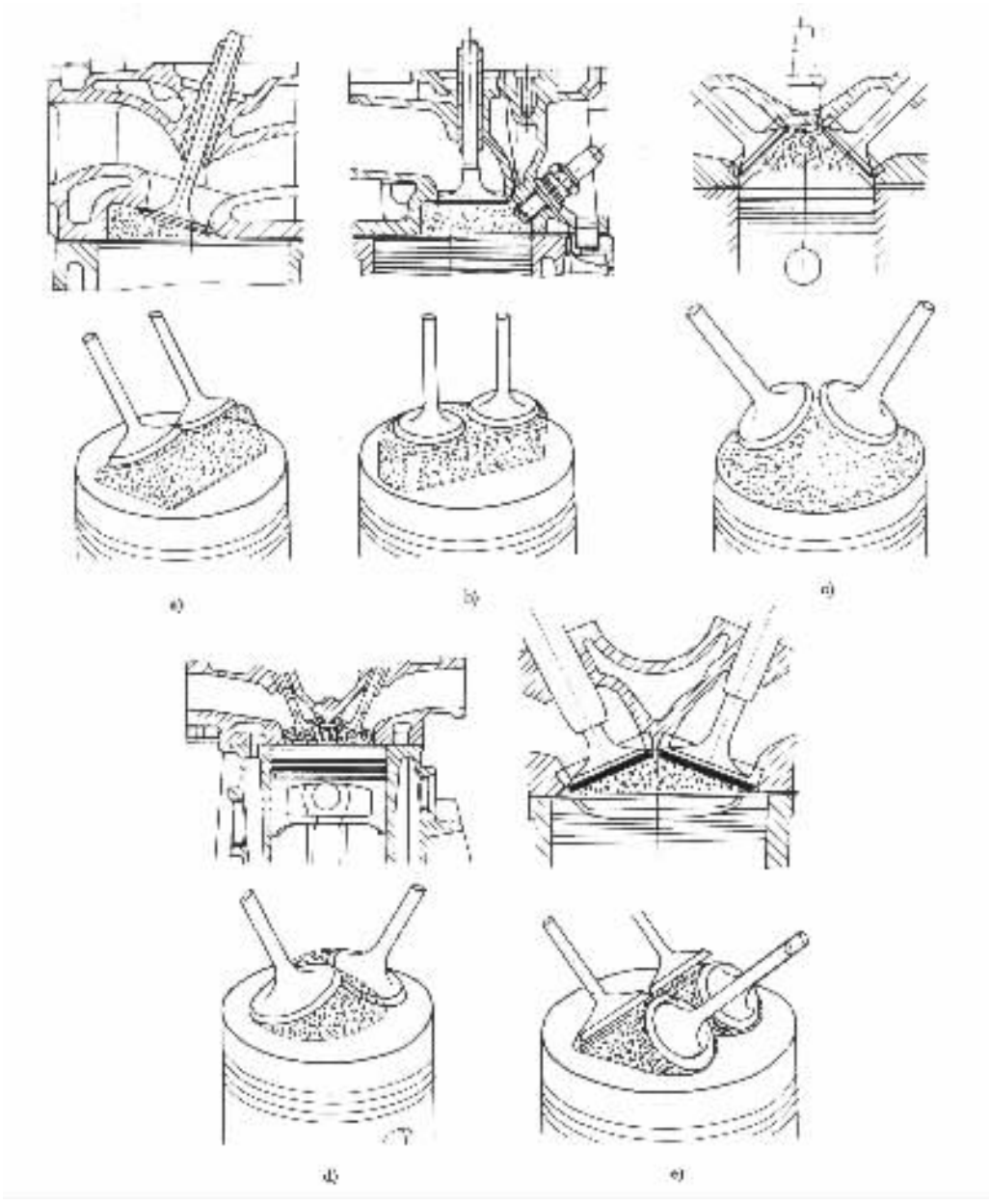


图 3－2－14　汽油机燃烧量

方向喷射，并在副燃烧室顶部预先发火燃烧，故称副燃烧室为预燃室。

5. 气缸盖的冷却

汽油机气缸盖的进、排气门座之间的‘鼻梁区’和挤气面以及柴油机气缸盖的进、排气门座和喷油器安装孔之间的‘三角区’的冷却是十分重要的。这些部位如果冷却不良会导致汽油机发生不正常燃烧，柴油机喷油器过热，气缸盖开裂，进排气门座变形、漏气并最终烧损气门。

图 3－2－16 所示为气缸盖冷却的实例。在汽油机气缸盖内铸出导流板，将来自机体的冷却液导向鼻梁区（图 3－2－16a）。柴油机气缸盖多采用分水管或分水孔将冷却液直接喷向三角区（图 3－2－16b）、c）。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

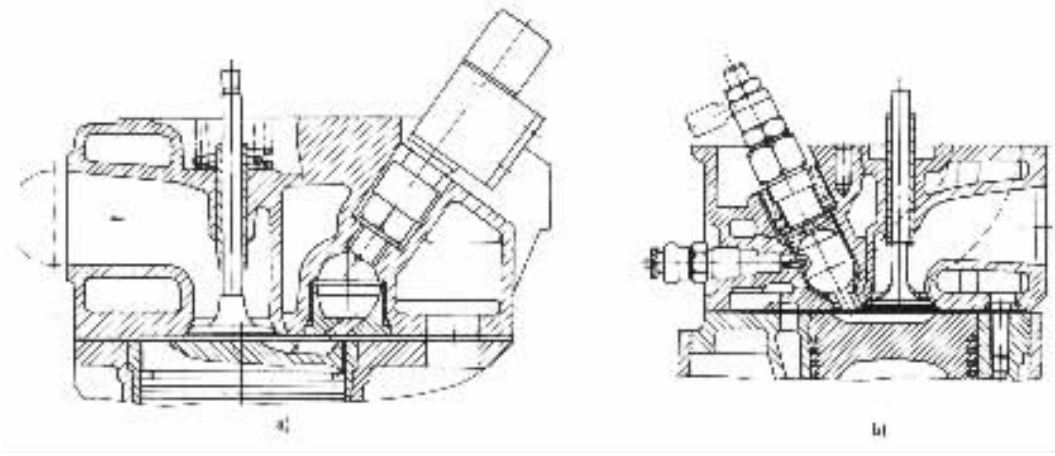


图 3－2－15 柴油机分隔式燃烧室

四、气缸衬垫

1. 气缸衬垫的功用、工作条件及要求

气缸衬垫是机体顶面与气缸盖底面之间的密封件。其作用是保持气缸密封不漏气，保持由机体流向气缸盖的冷却液和机油不泄漏。气缸衬垫承受拧紧气缸盖螺栓时造成的压力，并受到气缸内燃烧气体高温、高压的作用以及机油和冷却液的腐蚀。

气缸衬垫应该具有足够的强度，并且要耐压、耐热和耐腐蚀。另外，还需要有一定的弹性，以补偿机体顶面和气缸盖底面的粗糙度和不平度以及发动机工作时反复出现的变形。

2. 气缸衬垫的分类及结构

按所用材料的不同，气缸衬垫可分为金属—石棉衬垫、金属—复合材料衬垫和全金属衬垫等多种。

金属—石棉衬垫以石棉为基体，外包铜皮或钢皮（图 3－2－17a）、b）；另一种金属—石棉衬垫是以编织的钢丝或扎孔钢板为骨架，外覆石棉及粘结剂压制而成（图 3－2－17c）、d）。所有金属—石棉衬垫均在气缸孔、冷却液孔和机油孔周围用金属板包边。为了防止高温燃气烧蚀衬垫，还可在金属包边内置人金属加强环（图 3－2－17e）。金属—石棉衬垫具有良好的弹性和耐热性，能重复使用多次。若将石棉板在耐热的粘合剂中浸渍以后，则可增加衬垫的强度。

金属—复合材料衬垫（图 3－2－17f）是在钢板的两面粘覆耐热、耐压和耐腐蚀的新型复合材料，在气缸孔、冷却液孔和机油孔周围用不锈钢皮包边。

全金属衬垫强度高，抗腐蚀能力强，多用于强化程度较高的发动机上。图 3－2－17g）所示为优质铝板气缸衬垫，冷却液孔用橡胶环密封。图 3－2－17h）表示不锈钢叠片式气缸衬垫的结构，冷却液孔也用橡胶环密封。

上述的金属—复合材料衬垫和全金属衬垫均属无石棉气缸衬垫。因没有石棉夹层，从而可消除衬垫中气囊的产生，也减少了工业污染，是当前的发展方向。解放 CA1091 型汽车的 6102 型发动机的气缸衬垫，就采用了这种较先进的无石棉气缸衬垫。

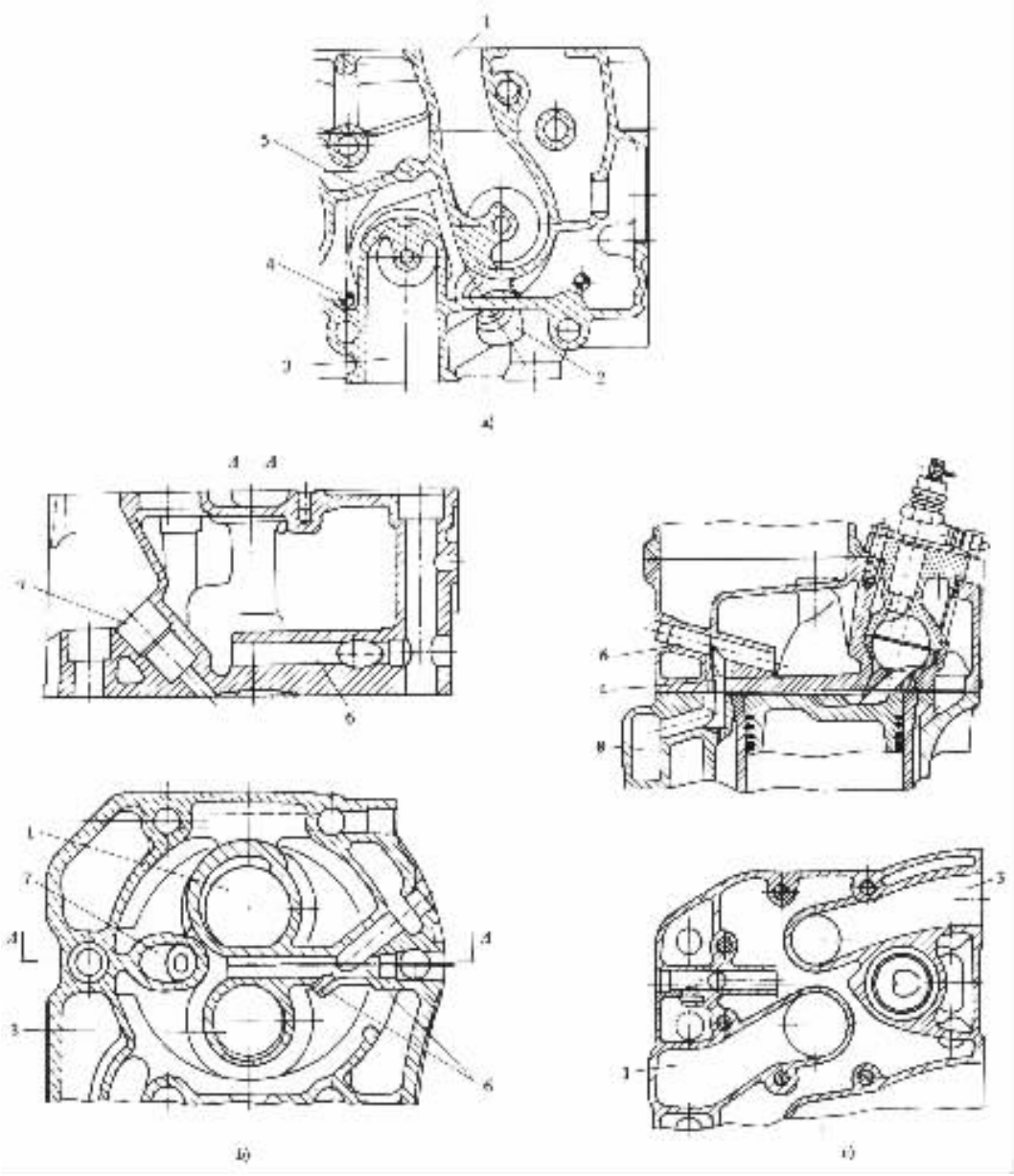


图 3－2－16　气缸盖的冷却

a)汽油机气缸盖；b)直喷式燃烧室柴油机气缸盖；c)分隔式燃烧室柴油机气缸盖

1－进气道；2－火花塞安装孔；3－排气道；4－进水孔；5－导流板；6－分水孔；7－喷油器安装孔；8－分水室

五、油底壳

油底壳的主要功用是储存机油和封闭机体或曲轴箱。

油底壳用薄钢板冲压或用铝铸制而成。油底壳内设有挡板，用以减轻汽车颠簸时油面的震荡。此外，为了保证汽车倾斜时机油泵能正常吸油，通常将油底壳局部做得较深。油底壳底部设放油螺塞。有的放油螺塞带磁性，可以吸引机油中的铁屑。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

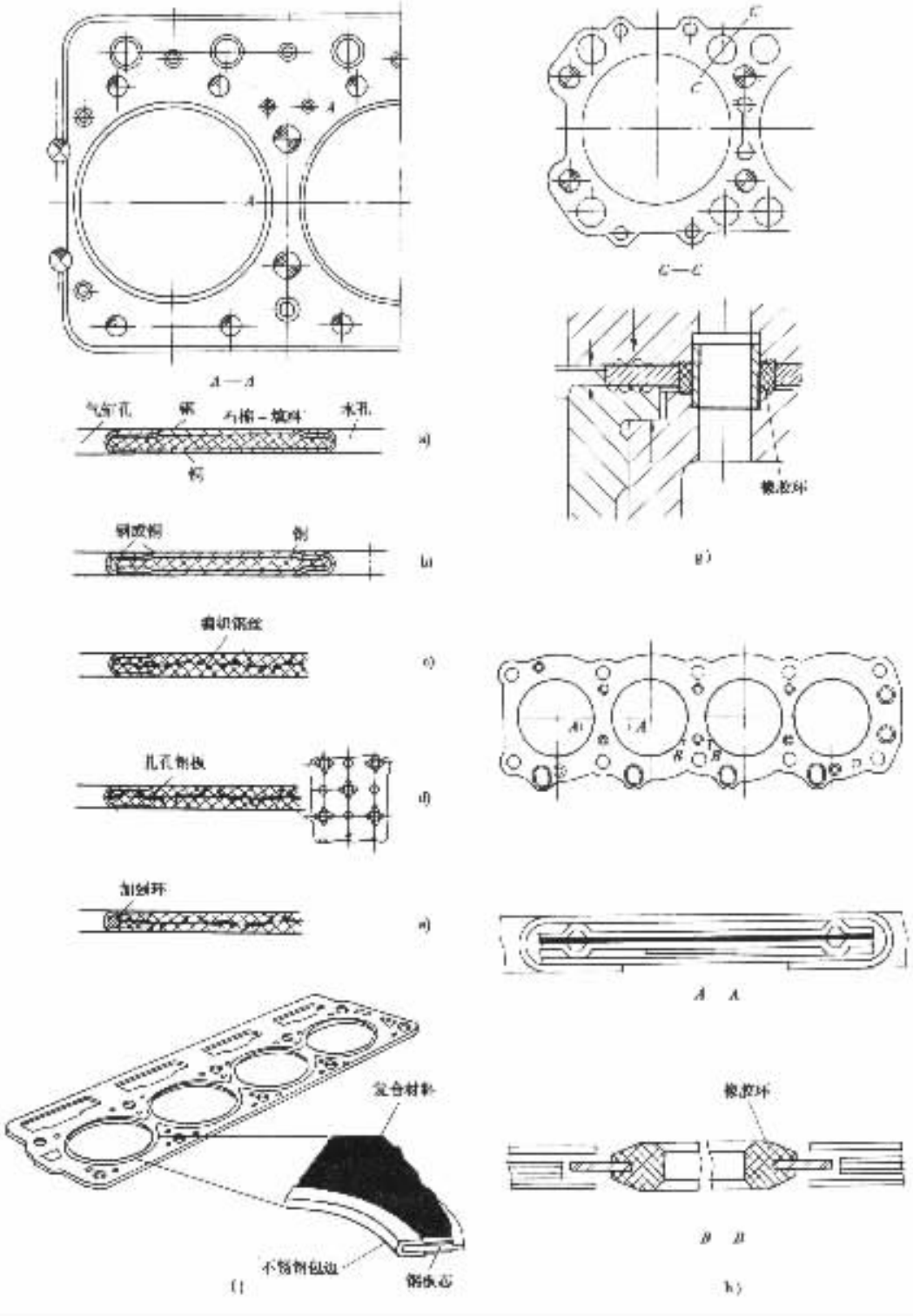


图 3－2－17 气缸衬垫的种类及结构

为保证油底壳与机体或曲轴箱之间的密封，油底壳的密封凸缘应具有一定的刚度。用薄钢板冲压的油底壳密封凸缘应有特殊的断面形状（图 3－2－18）。

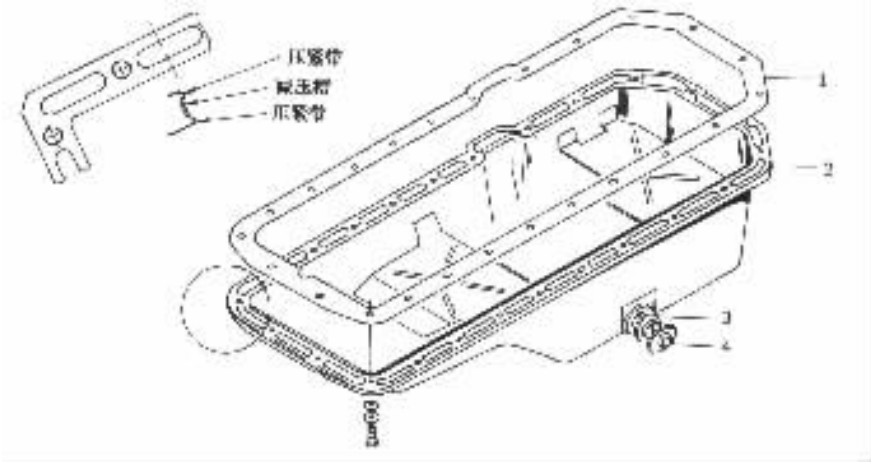


图 3－2－18　油底壳（EQ6100－1 型汽油机）
1－密封垫；2－油底壳；3－密封圈；4－磁性放油螺塞

六、发动机的支承

发动机一般通过气缸体和飞轮壳或变速器壳上的支撑支承在车架上。发动机的支承方法，一般有三点支承和四点支承两种，如图 3－2－19 所示。

三点支承可布置成前一后二（图 3－2－19a）或前二后一（图 3－2－19b）。例如，解放 CA6102 型和东风 EQ6100Q－1 型汽车发动机的支承即为前一后二的支承法。北京 492QA 型发动机的支承则是前面两个支承点位于曲轴箱的支承上，后面一个支承点在变速器壳体上。

采用四点支承法时，前后各有两个支承点（图 3－2－19a），跃进 NJ1061A 型汽车发动机的支承即属于这种形式。

发动机在车架上的支承是弹性的，这是为了消除在汽车行驶中车架的扭转变形对发动机的影响，以及减少传给底盘和乘员的振动和噪声。

弹性支承的发动机运转时，特别是在工作不稳定（如低转速或超载荷）时，可能发生横向角振动，因此与发动机相连的各种管子和杆件等结构必须保证在发动机振动时不致破坏它的正常工作，如采用软管。为了防止当汽车制动或加速时由于弹性元件的变形而产生的发动机纵向位移，有时装用专门拉杆。拉杆的一端与车架纵梁相连，另一端与发动机连接，两端连接处有橡胶垫。

第三节　曲柄连杆机构

一、曲柄连杆机构的功用及组成

曲柄连杆机构是发动机的主要运动机构。其功用是将活塞的往复运动转变为曲轴的旋转运动，同时将作用于活塞上的力转变为曲轴对外输出的转矩，以驱动汽车车轮转动。

曲柄连杆机构由活塞组、连杆组和曲轴飞轮组的零件组成（图 3－2－20）。

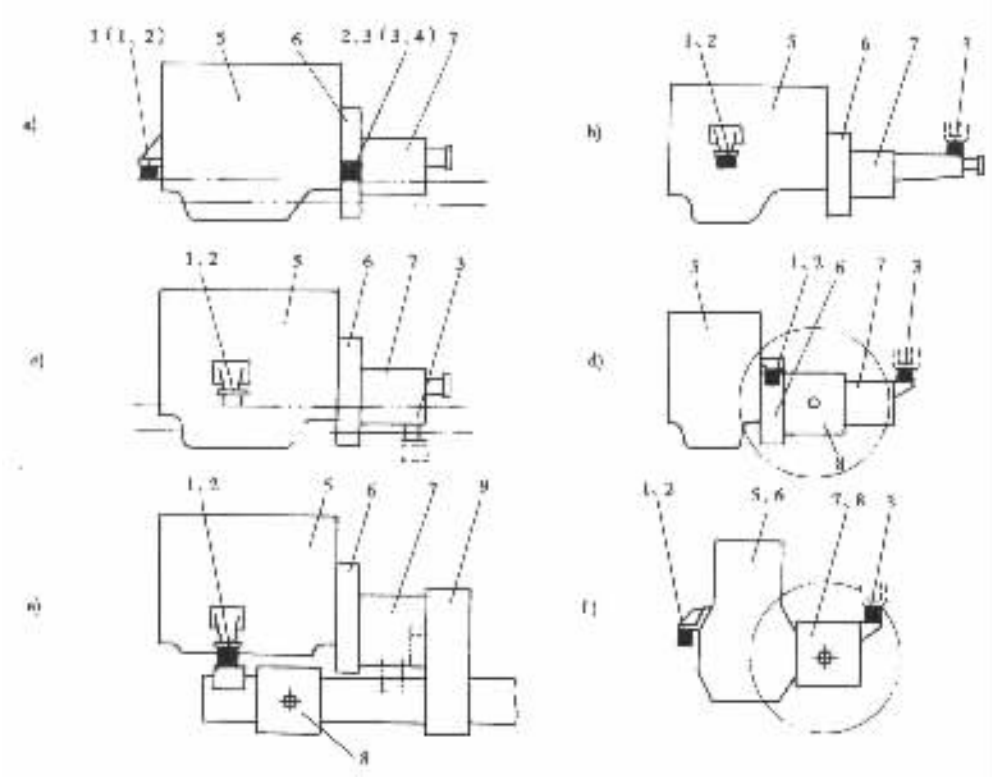


图 3－2－19 发动机支承方法示意图

a)三点和四点支承；b)、c)、d)、f)三点支承；e)二点支承

1、2、3、4－支承；5－发动机；6－离合器壳；7－变速器；8－主减速器；9－分动器

二、活塞组

(一)活塞

1. 活塞的功用及工作条件

活塞的主要功用是承受燃烧气体压力，并将此力通过活塞销传给连杆以推动曲轴旋转。此外活塞顶部与气缸盖、气缸壁共同组成燃烧室。活塞的各部名称如图 3－2－21 所示。

活塞是发动机中工作条件最严酷的零件。作用在活塞上的有气体力和往复惯性力，这些力都是周期性变化的，且其最大值都很大。如增压发动机的最高燃烧压力可达 14～16MPa，这样大的机械负荷作用在形状复杂的活塞上，可能引起活塞变形，活塞销座开裂，第一道环岸折断。

活塞顶与高温燃气直接接触，使活赛顶的温度很高，活塞各部的温差很大。温度高使活塞材料的机械强度显著下降，活塞的热膨胀量增大，从而使活塞与其相关零件的正确配合遭到破坏。另外，由于冷热不均所产生的热应力容易使活塞顶表面开裂。柴油机活塞的热负荷比汽油机活塞更为严重，这是因为柴油机活塞与燃烧气体的对流换热比较强烈，燃烧生成的炭烟使火焰的热辐射能力增强，活塞顶上的燃烧室凹坑使活塞受热面积增大等造成的。

活塞在侧压力的作用下沿气缸壁面高速滑动，由于润滑条件差，因此摩擦损失大，磨损严重。

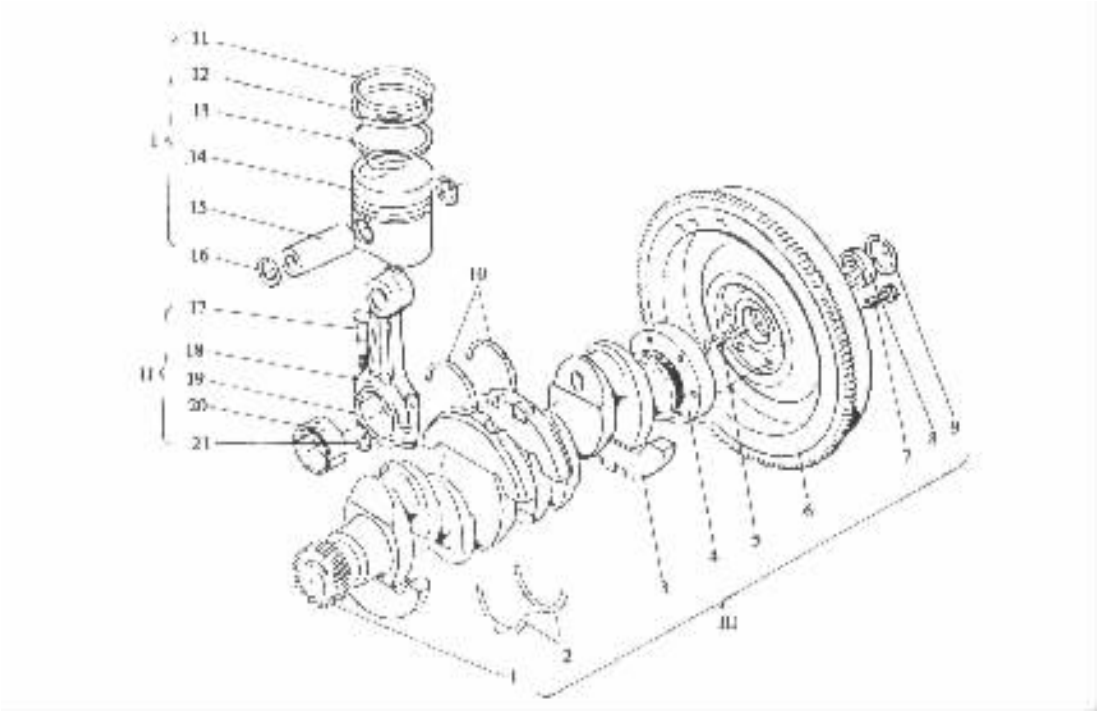


图 3－2－20　曲柄连杆机构组成

Ⅰ－活塞组；Ⅱ－连杆组；Ⅲ－曲轴飞轮组

1－曲轴定时齿轮；2－下止推片；3－平衡重；4－曲轴；5－定位销；6－飞轮；7－飞轮螺栓；8－变速器第一轴承；9、16－挡圈；10－上止推片；11－上气环；12－下气环；13－油环；14－活塞；15－活塞销；17－连杆螺栓；18－连杆体；19－连杆盖；20－连杆轴承；21－连杆螺母

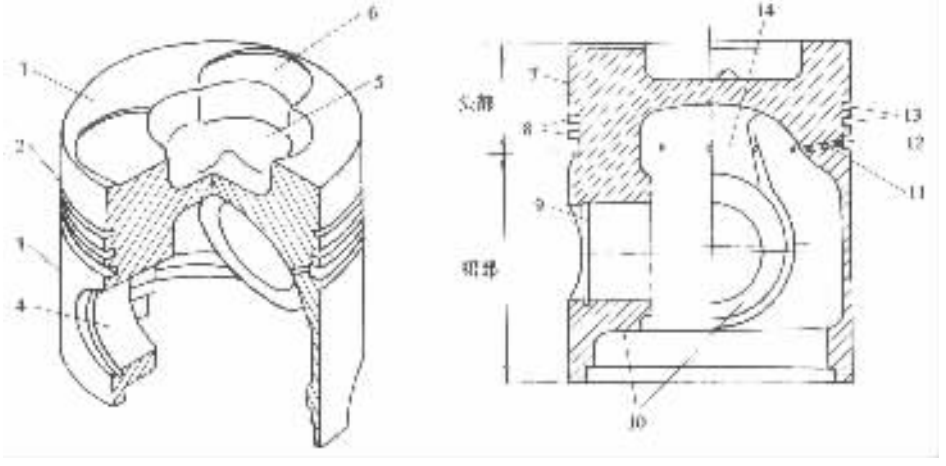


图 3－2－21　活塞各部名称

1－活塞顶；2－活塞头部；3－活塞裙部；4－活塞销孔；5－燃烧室凹坑；6－气门凹坑；7－活塞顶岸；8－活塞环岸；9－挡圈槽；10－活塞销座；11－回油孔；12－油环槽；13－气环槽；14－加强肋

根据上述工作条件，活塞结构及所用材料应满足下列要求：

1）活塞应该具有足够的强度和刚度，合理的形状和壁厚。合理的活塞裙部形状，可以获得

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

最佳的配合间隙。活塞质量应尽可能的小。

2)受热面小、散热好。高强化发动机的活塞应进行冷却。

3)活塞材料应该是热膨胀系数小、导热性能好、比重小,具有较好的减摩性和热强度。

2. 活塞材料

现代汽车发动机不论是汽油机还是柴油机广泛采用铝合金活塞,只在极少数汽车发动机上采用铸铁或耐热钢活塞。

铝合金的优点是比重小,约为铸铁的 1/3,因此铝合金活塞质量轻,在发动机工作时产生的往复惯性力小。铝合金的另一个优点是导热性好,其导热系数约为铸铁的 3 ~ 4 倍。因此铝合金活塞工作温度低,温度分布均匀,对减小热应力、改善工作条件和延缓机油变质都十分有利。铝合金的缺点是热膨胀系数大,另外当温度升高时,其机械强度和硬度下降较快。通过结构设计和调整材料配方等措施可以弥补这些缺陷。

目前铝合金活塞多用含硅 12% 左右的共晶铝硅合金和含硅 18% ~ 23% 的过共晶铝硅合金制造,外加镍和铜,以提高热稳定性和高温机械性能。在铝合金中增加硅的含量,可以提高活塞表面的耐磨性。铝合金活塞毛坯可用金属型铸造、锻造和液态模锻等方法制造。用后一种方法制得的毛坯组织细密,无铸造缺陷,可以实现少切削或无切削加工,使金属利用率大为提高。解放 CA6102、CA488 – 3、夏利 TJ376Q 和奥迪 100 等发动机均为共晶铝硅合金活塞,上海桑塔纳 JV 型发动机则采用过共晶铝硅合金活塞。

3. 活塞构造

活塞可视为由顶部、头部和裙部等 3 部分构成。

1)活塞顶部汽油机活塞顶部的形状与燃烧室形状和压缩比大小有关。大多数汽油机采用平顶活塞(图 3 – 2 – 22a),其优点是受热面积小,加工简单。采用凹顶活塞(图 3 – 2 – 22b),可以通过

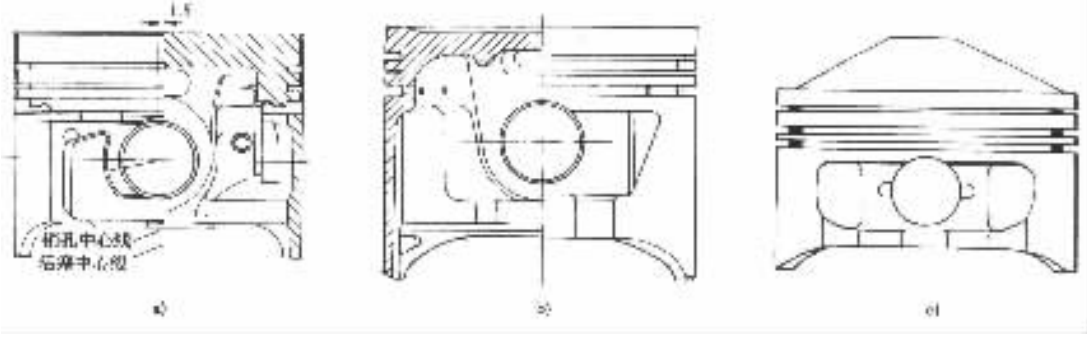


图 3 – 2 – 22 汽油机活塞

a)平顶活塞;b)凹顶活塞;c)凸顶活塞

改变活塞顶上凹坑的尺寸来调节发动机的压缩比。有些发动机如夏利 TJ370Q,在其活塞顶上设置形状不规则的浅碗形凹坑,是为了与气缸盖上的凹坑组成结构紧凑的多球形燃烧室。采用凸顶活塞(图 3 – 2 – 22c),多数是为了在不改动气缸盖结构的情况下增大压缩比,如波尔舍 911 系列发动机。有的半球形燃烧室发动机采用凸顶活塞,则是为了增强挤流。

柴油机活塞顶部形状取决于混合气形成方式和燃烧室形状。在分隔式燃烧室柴油机的活塞顶部设有形状不同的浅凹坑(图 3 – 2 – 23),以便在主燃烧室内形成二次涡流,增进混合气

形成与燃烧。

柴油机还有另一类燃烧室，称为直喷式燃烧室。其全部容积都集中在气缸内，且在活塞顶部设有深浅不一、形状各异的燃烧室凹坑（图 3－2－24）。在直喷式燃烧室的柴油机中，喷油器将燃油直接喷入燃烧室凹坑内，使其与运动气流相混合，形成可燃混合气并燃烧。

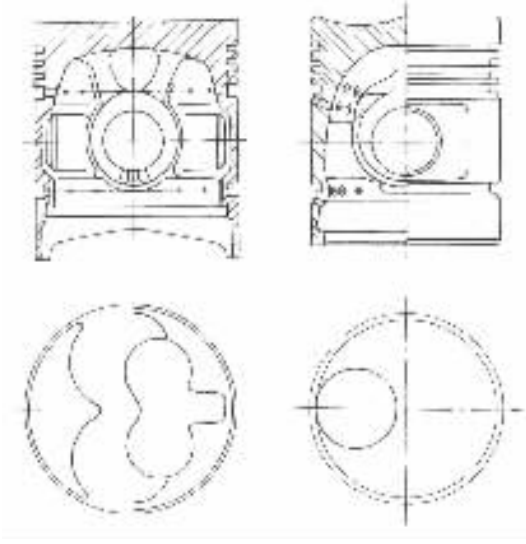


图 3－2－23　分隔式燃烧室柴油机活塞

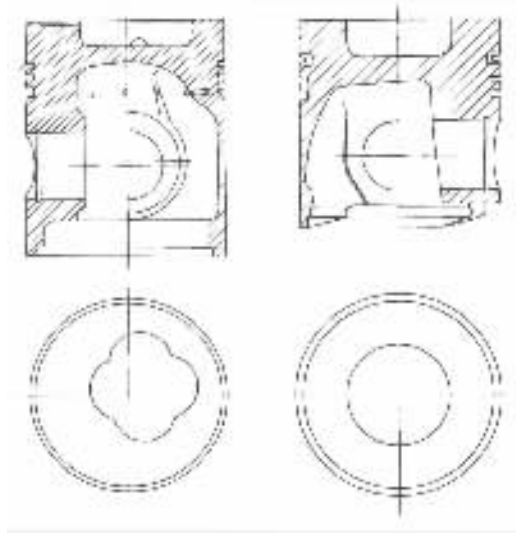


图 3－2－24　直喷式燃烧室柴油机活塞

在活塞顶部除有燃烧室凹坑外，有的活塞顶还加工有避让气门的气门凹坑（图 3－2－21）。

为减少活塞顶受热，可在活塞顶上焊一层不锈钢片。因为不锈钢既耐热又吸热缓慢，所以能减轻活塞顶部的热负荷并可提高发动机热效率。在活塞顶上喷镀 0.2～0.3mm 的陶瓷也能起到同样作用。

2）活塞头部现代汽车发动机普遍采用三环短活塞，三环指上气环、下气环和油环。为了减少摩擦损失，在竞赛汽车发动机的活塞上只安装一道气环和一道油环。由活塞顶至油环槽下端面之间的部分称为活塞头部（参看图 3－2－21）。在活塞头部加工有用来安装气环和油环的气环槽和油环槽。在油环槽底部还加工有回油孔或横向切槽，油环从气缸壁上刮下来的多余机油，经回油孔或横向切槽流回油底壳。

活塞头部应该足够厚，从活塞顶到环槽区的断面变化要尽可能圆滑，过渡圆角 R（图 3－2－25）应足够大，以减小热流阻力，便于热量从活塞顶经活塞环传给气缸壁，使活塞顶部的温度不致过高。

在第一道气环槽上方设置一道较窄的隔热槽（图 3－2－26）的作用是隔断由活塞顶传向第一道活塞环的热流，使部分热量由第二、三道活塞环传出，从而可以减轻第一道活塞环的热负荷，改善其工作条件，防止活塞环粘结。

活塞环槽的磨损是影响活塞使用寿命的重要因素。在强化程度较高的发动机中，第一道环槽温度较高，磨损严重。为了增强环槽的耐磨性，通常在第一环槽或第一、二环槽处镶嵌耐热护圈（图 3－2－27a）、b）。在高强化直喷式燃烧室柴油机中，在第一环槽和燃烧室喉口处均镶嵌耐热护圈（图 3－2－27c），以保护喉口不致因为过热而开裂。耐热护圈的材料为热膨胀系

本作品为本网站原创作品，未经授权，禁止下载

数与铝合金接近的镍铬奥氏体铸铁或高锰奥氏体铸铁。

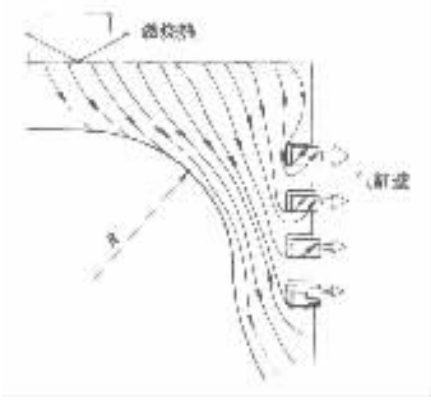


图 3－2－25 由活塞顶到气缸壁的热流

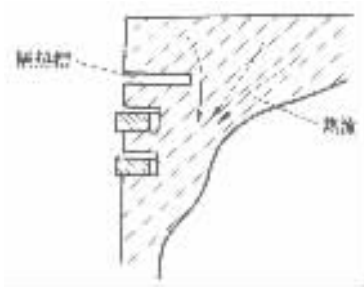


图 3－2－26 活塞隔热槽

另外，在铝合金活塞的头部铸入纤维增强合金圆环（图 3－2－28），可以增加活塞的强度和提高第一道环槽的耐磨性。

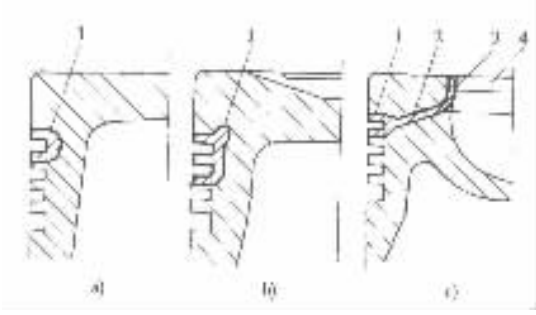


图 3－2－27 图 2－27 活塞环槽护圈

1－活塞环槽护圈；2－沿圆周均布的三条连接带；3－燃烧室喉口护圈；4－燃烧室喉口

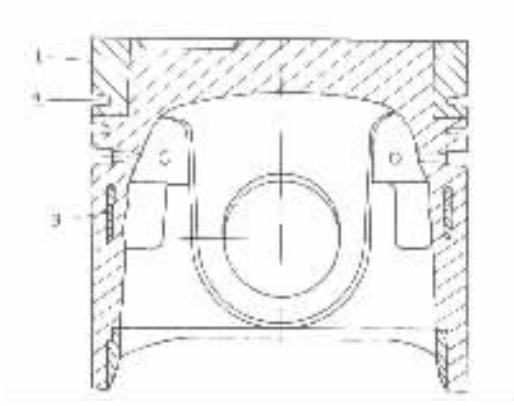


图 3－2－28 镶嵌纤维增强合金圆环的铝活塞

1－纤维增强合金圆环；2－第一道环槽；3－筒形防胀钢片

3）活塞裙部活塞头部以下的部分为活塞裙部（图 3－2－21）。裙部的形状应该保证活塞在气缸内得到良好的导向，气缸与活塞之间在任何工况下都应保持均匀的、适宜的间隙。间隙过大，活塞敲缸；间隙过小，活塞可能被气缸卡住。此外，裙部应有足够的实际承压面积，以承受侧向力。活塞裙部承受膨胀侧向力的一面称主推力面，承受压缩侧向力的一面称次推力面。

发动机工作时，活塞在气体力和侧向力的作用下发生机械变形；而活塞受热膨胀时还发生热变形。这两种变形的结果都是使活塞裙部在活塞销孔轴线方向的尺寸增大（图 3－2－29a）、b）。因此，为使活塞工作时裙部接近正圆形与气缸相适应，在制造时应将活塞裙部的横断面加工成椭圆形，并使其长轴与活塞销孔轴线垂直（图 3－2－29c）。现代汽车发动机的活塞均为椭圆裙。

另外，沿活塞轴线方向活塞的温度是上高下低，活塞的热膨胀量自然是上大下小。因此为使活塞工作时裙部接近圆柱形，须把活塞制成上小下大的圆锥形或桶形。桶形裙不仅适应活塞的温度分布，而且裙部与气缸壁之间能够形成双向楔形油膜，使裙部具有较高的承载能力和

良好的润滑。奥迪 100 1.8L 型汽油机的活塞裙部为圆锥形。夏利 TJ376Q 型汽油机的活塞头部为圆锥形，裙部为抛物线型的桶形裙（图 3－2－30）。解放 CA6102 型发动机采用变椭圆桶

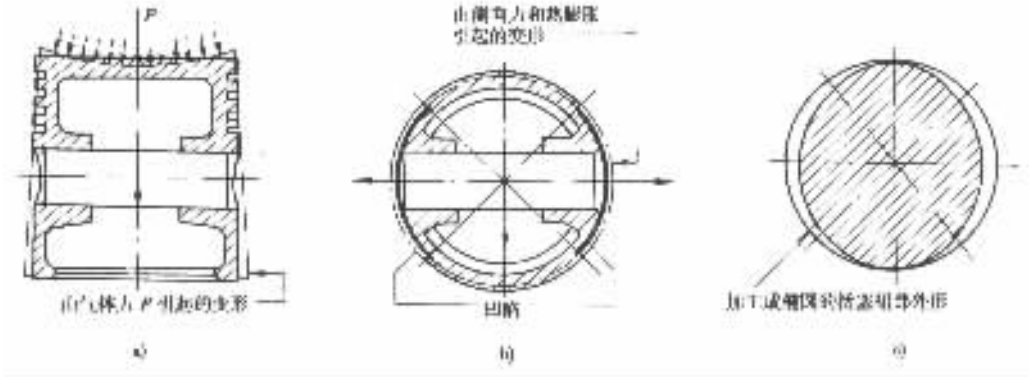


图 3－2－29　活塞裙部的变形

形活塞，即在裙部的不同横断面上椭圆度是变化的，由下而上椭圆度逐渐增大。换言之，裙部横断面越往上越扁。裙部的纵断面为桶形，其轮廓线也为抛物线。

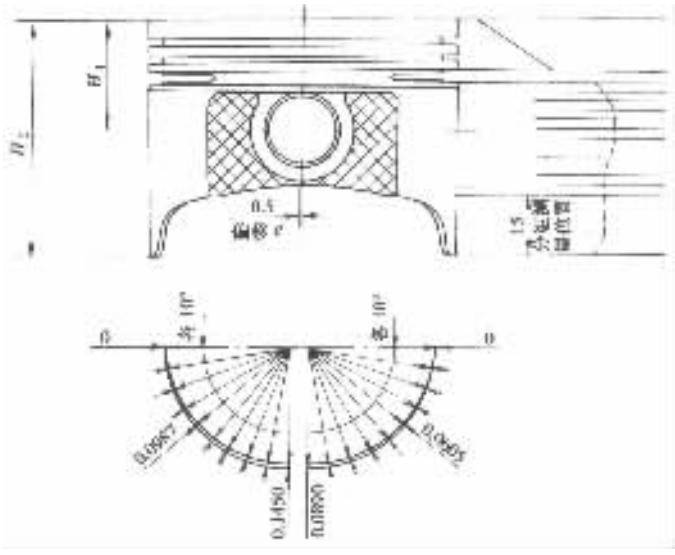


图 3－2－30　活塞裙部形状（TJ376Q）

在活塞销座处镶铸恒范钢片的活塞称恒范活塞（图 3－2－31a）。由于恒范活塞在销座处只靠恒范钢片与活塞裙相连且恒范钢的热膨胀系数只有铝合金的 1/10 左右，因此当温度升高时，在恒范钢片的牵制下，裙部在活塞销孔轴线方向的热膨胀量很小。

若将普通碳素钢片铸在销座处的铝合金层内侧形成双金属壁（图 3－2－31b），由于两种金属的热膨胀系数不同，当温度升高时双金属壁发生弯曲，而钢片两端的距离基本不变，从而限制了裙部的热膨胀量。因为这种控制热膨胀的作用随温度升高而增大，所以称这种活塞为自动热补偿活塞。

有些柴油机采用裙部镶铸圆筒式钢片的活塞（图 3－2－32）。在浇铸这种活塞时，钢筒夹

试读结束：需要全本请在线购买：www.ertongbook.com

在铝合金中间。在铝合金冷凝时，铝合金的收缩比钢大得多，因此钢筒外侧的铝合金层包紧在钢筒上，并使铝合金层产生拉应力，钢筒产生压应力。钢筒内侧的铝合金层无阻碍地自由收缩，于是在钢筒与内侧铝合金层之间形成“收缩缝隙”。发动机工作时，随着活塞温度的升高，首先要消除钢筒与内侧铝合金层间的收缩缝隙和钢筒与外侧铝合金层的残余应力，然后才向外膨胀，结果使整个活塞裙部的热膨胀量相应减小。

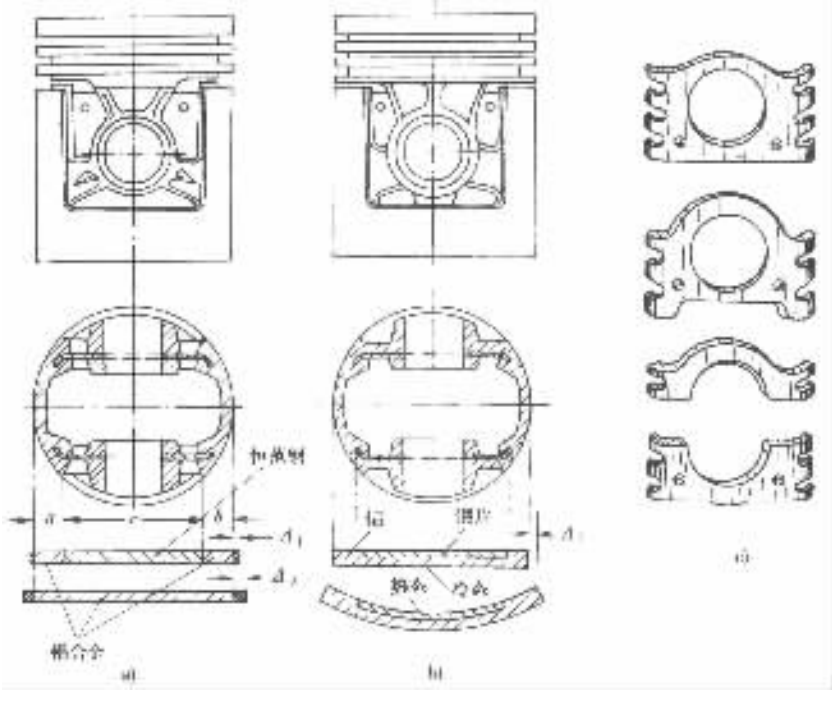


图 3－2－31 恒范活塞及自动热补偿活塞

a)恒范活塞；b)自动热补偿活塞；c)钢片形状

Δ_1－恒范活塞膨胀量；Δ_2－全铝活塞膨胀量；Δ_3－有效膨胀量

在现代汽车发动机上广泛采用半拖鞋式裙部或拖鞋式裙部的活塞。在保证裙部有足够承压面积的条件下，将不承受侧向力一侧的裙部部分地去掉，即为半拖鞋式裙部；若全部去掉则为拖鞋式裙部。半拖鞋式活塞（参看图 3－2－22）和拖鞋式活塞（图 3－2－33）的优点是：①质量轻，比全裙式活塞轻 10%～20%，适应高速发动机减小往复惯性力的需要。②裙部弹性好，可以减小活塞与气缸的配合间隙。③能够避免与曲轴平衡重发生运动干涉。

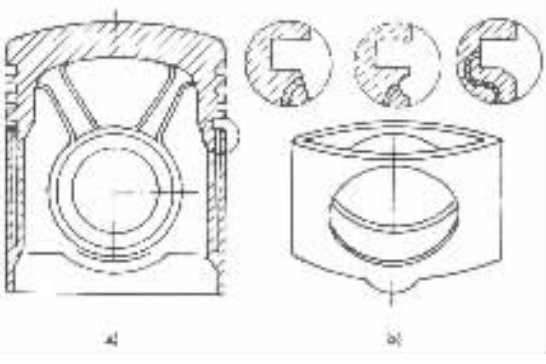


图 3－2－32 镶筒形钢片的活塞

a)裙部镶筒形钢片的活塞；b)筒形钢片形状

活塞承受的气体力和往复惯性力通过活塞销座传给活塞销，因此销座承受很大的力。在销座与活塞顶内壁之间设置不同形状的肋（参看图 3－2－22、图 3－2－23），这些肋不仅加强了销座，同时也提高了活塞头部的刚度。加大活塞销孔直径、加长活塞销座长度或采用上窄下

宽的楔形销座(参看图 3－2－24)等均可改善活塞销座的受力状态。楔形销座与楔形连杆小头(参看图 3－2－51)相配合,可以降低活塞销孔主要受力表面的压强。

活塞销孔轴线通常与活塞轴线垂直相交。这时,当压缩行程结束、作功行程开始,活塞越过上止点时,侧向力方向改变,活塞由次推力面贴紧气缸壁突然转变为主推力面贴紧气缸壁,活塞与气缸发生"拍击"(图 3－2－34a),产生噪声,且有损活塞的耐久性。在许多高速发动机中,活塞销孔轴线朝主推力面一侧偏离活塞轴线 1～2mm(参看图 3－2－33)。这时,压缩压力将使活塞在接近上止点时发生倾斜(图 3－2－34b),活塞在越过上止点时,将逐渐地由次推力面转变为由主推力面贴紧气缸壁,从而消减了活塞对气缸的拍击。

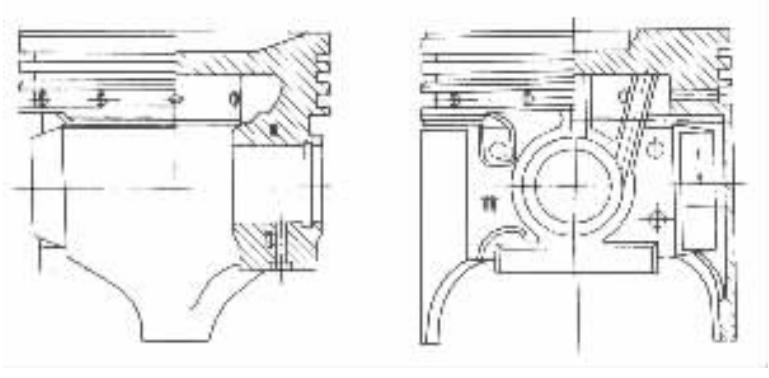


图 3－2－33　拖鞋式活塞

4. 活塞的冷却

高强化发动机尤其是活塞顶上有燃烧室凹坑的柴油机,为了减轻活塞顶部和头部的热负荷而采用油冷活塞。用机油冷却活塞的方法有:

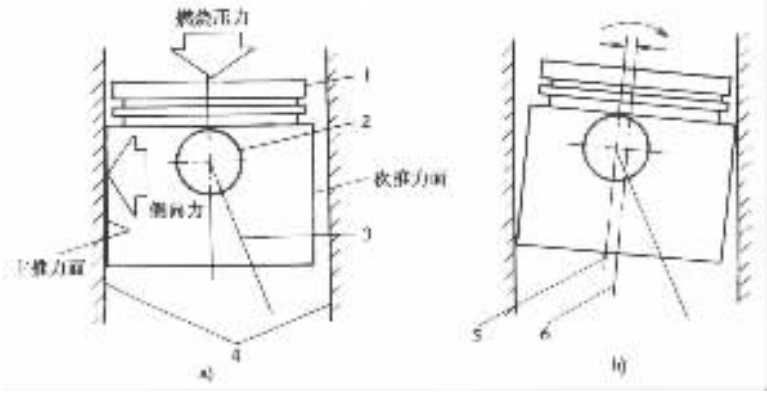


图 3－2－34　销孔位置对侧向力变向时活塞运动的影响

1－活塞;2－活塞销孔;3－连杆;4－气缸壁;5－销孔轴线;6－活塞轴线

1)自由喷射冷却法从连杆小头上的喷油孔或从安装在机体上的喷油嘴向活塞顶内壁喷射机油(图 3－2－35a)、b)。

2)振荡冷却法从连杆小头上的喷油孔将机油喷入活塞内壁的环形油槽中,由于活塞的运动使机油在槽中产生振荡而冷却活塞(图 3－2－35e)。

3)强制冷却法在活塞头部铸出冷却油道或铸入冷却油管,使机油在其中强制流动以冷却

活塞(图 3－2－35d)。强制冷却法广为增压发动机所采用。

5. 活塞的表面处理

根据不同的目的和要求,进行不同的活塞表面处理,其方法有:

1)活塞顶进行硬模阳极氧化处理,形成高硬度的耐热层,增大热阻,减少活塞顶部的吸热量。

2)活塞裙部镀锡或镀锌,可以避免在润滑不良的情况下运转时出现拉缸现象,也可以起到加速活塞与气缸的磨合作用。

3)在活塞裙部涂覆石墨,石墨涂层可以加速磨合过程,可使裙部磨损均匀,在润滑不良的情况下可以避免拉缸。

(二)活塞环

1. 活塞环的功用及工作条件

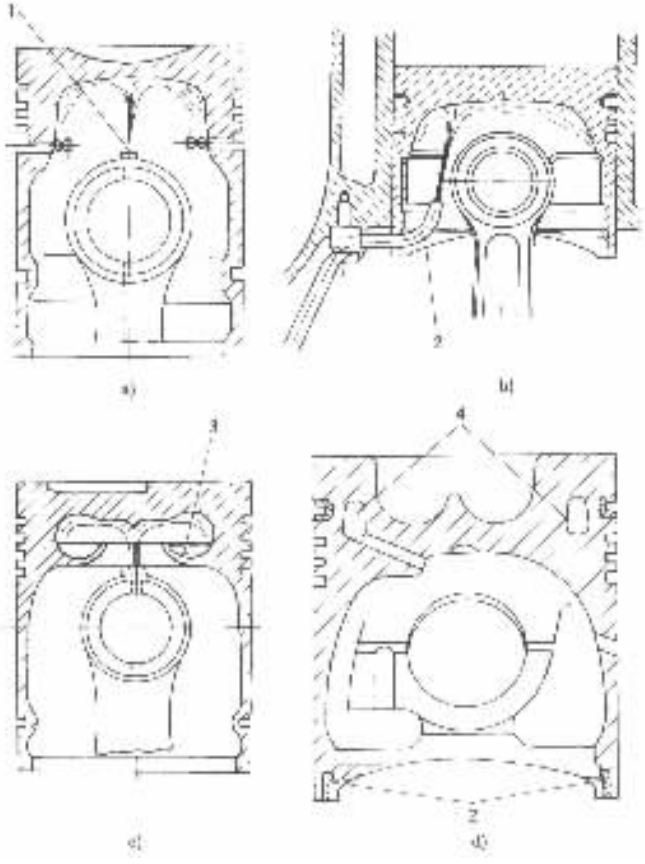


图 3－2－35 油冷活塞

1－喷油孔;2－喷油嘴;3－环形油槽;4－冷却油道

活塞环分气环和油环两种,其各部名称如图 3－2－36 所示。

气环的主要功用是密封和传热。保证活塞与气缸壁间的密封,防止气缸内的可燃混合气和高温燃气漏入曲轴箱,并将活塞顶部接受的热传给气缸壁,避免活塞过热。如果密封不良,不但发动机起动困难,功率下降,燃油和机油的消耗量增加,机油老化变质,而且还由于活塞环外圆面与气缸壁贴合不严密,活塞顶部接受的热传不出去,而导致活塞及活塞环温度过高,甚

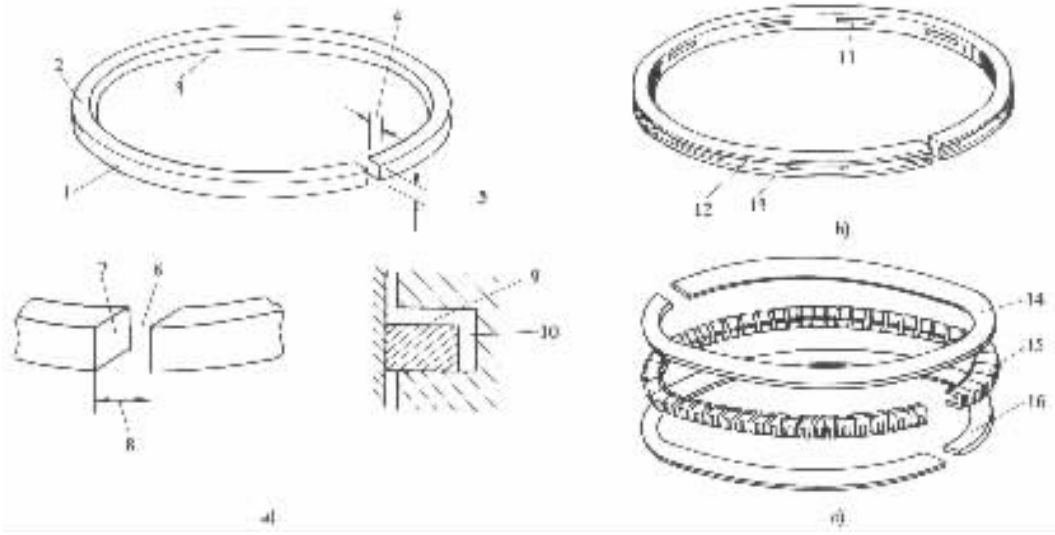


图 3－2－36　活塞环各部名称

a)气环；b)槽孔式油环；c)钢带组合油环

1－外圆面；2－侧面；3－内圆面；4－径向厚度；5－环高；6－开口；7－开口端面；8－端隙；9－侧隙；10－径向间隙；11－回油孔；12－上刮油唇；13－下刮油唇；14－上刮片；15－撑簧；16－下刮片

至被烧坏。

油环的主要功用是刮除飞溅到气缸壁上的多余的机油，并在气缸壁上涂布一层均匀的油膜。既能防止机油窜入燃烧室被烧掉，又能实现对活塞、活塞环和气缸壁的润滑。

此外，气环和油环还分别起到刮油和密封的辅助作用。

活塞环工作时受到气缸中高温、高压燃气的作用，并在润滑不良的条件下在气缸内高速滑动。由于气缸壁面的形状误差，使活塞环在上下滑动的同时还在环槽内产生径向移动。这不仅加重了环与环槽的磨损，还使活塞环受到交变弯曲应力的作用而容易折断。

2. 活塞环材料及表面处理

根据活塞环的功用及工作条件，制造活塞环的材料应具有良好的耐磨性、导热性、耐热性、冲击韧性、弹性和足够的机械强度。目前广泛应用的活塞环材料有优质灰铸铁、球墨铸铁、合金铸铁和钢带等。

第一道活塞环外圆面通常进行镀铬或喷钼处理。多孔性铬层硬度高，并能储存少量机油，可以改善润滑减轻磨损。钼的熔点高，也具有多孔性，因此喷钼同样可以提高活塞环的耐磨性。

其它各道活塞环大都采用镀锡或磷化处理，以改善其磨合性。但是，钢带组合油环的上下刮片，其外圆面均进行多孔性镀铬。

3. 气环

1)气环的密封原理活塞环在自由状态下不是正圆形，其外廓尺寸比气缸直径大。当活塞环装入气缸后，在其自身的弹力作用下环的外圆面与气缸壁贴紧形成第一密封面，气缸内的高压气体不可能通过第一密封面泄漏。高压气体可能通过活塞顶岸与气缸壁之间的间隙进入活塞环的侧隙和径向间隙中。进入侧隙中的高压气体使环的下侧面与环槽的下侧面贴紧形成第二密封面，高压气体也不可能通过第二密封面泄漏。进入径向间隙中的高压气体只能使环的

外圆面与气缸壁更加贴紧。这时漏气的唯一通道就是活塞环的开口端隙。如果几道活塞环的开口相互错开,那么就形成了迷宫式漏气通道。由于侧隙、径向间隙和端隙都很小,气体在通道内的流动阻力很大,致使气体压力 P 迅速下降(图 3-2-37),最后漏入曲轴箱内的气体就很少了,一般仅为进气量的 0.2%~1.0%。

由上所述,第一、二密封面必须贴合严密,才能实现密封。因此,环的外圆面与气缸壁面、环与环槽的侧面都必须形状正确,形状误差和表面粗糙度要小,间隙适当。开口端隙一般为 0.25~0.8mm,第一道气环的温度最高,其端隙也最大。端隙过大,漏气严重;端隙过小,活塞环受热膨胀后可能卡死甚至折断。

2)气环开口形状开口形状对漏气量有一定影响。直开口(图 3-2-38a)工艺性好,但密封性差;阶梯形开口(图 3-2-38b)密封性好,工艺性差;斜开口(图 3-2-38e)的密封性和工艺性介于前两种开口之间,斜角一般为 30°或 45°。

3)气环的断面形状气环的断面形状多种多样,根据发动机的结构特点和强化程度,选择不同断面形状的气环组合,可以得到最好的密封效果和使用性能。常见的气环断面形状如图 3-2-39 所示。

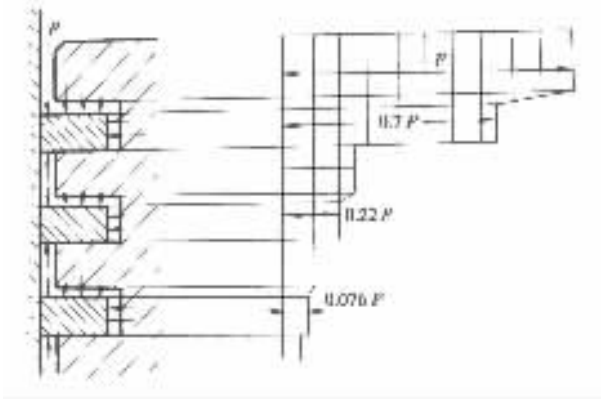


图 3-2-37 气环的密封原理

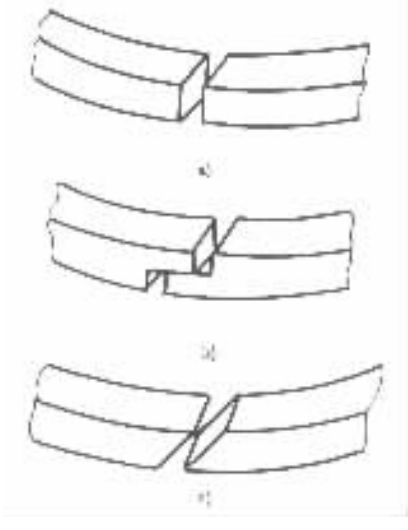


图 3-2-38 气环开口形状

矩形环(图 3-2-39a),断面为矩形。形状简单,加工方便,与气缸壁接触面积大,有利于活塞散热。但磨合性差,而且在与活塞一起作往复运动时,在环槽内上下窜动,把气缸壁上的机油不断地挤入燃烧室中,产生"泵油作用"(图 3-2-40),使机油消耗量增加,活塞顶及燃烧室壁面积炭。

锥面环(图 3-2-39b),环的外圆面为锥角很小的锥面。理论上锥面环与气缸壁为线接触,磨合性好,增大了接触压力和对气缸壁形状的适应能力。当活塞下行时,锥面环能起到向下刮油的作用。当活塞上行时,由于锥面的油楔作用,锥面环能滑越过气缸壁上的油膜而不致将机油带人燃烧室。锥面环传热性差,所以不用作第一道气环。由于锥角很小,一般不易识别,为避免装错,在环的上侧面标有向上的记号。

扭曲环(图 3-2-39c)、d)、e)、f),断面不对称的气环装入气缸后,由于弹性内力的作用使断面发生扭转,故称扭曲环。扭曲环断面扭转原理如图 3-2-41 所示。活塞环装入气缸之

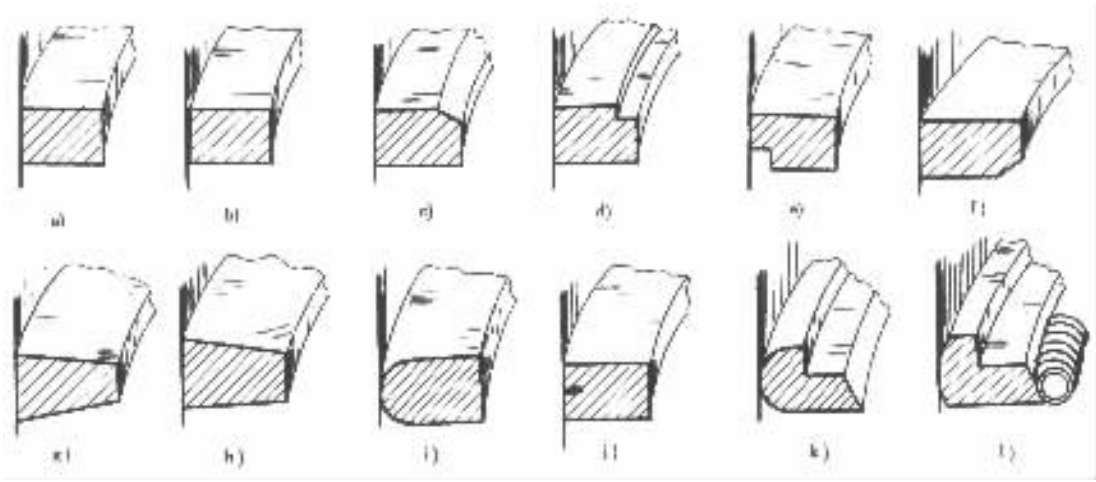


图 3－2－39　气环的断面形状

a)矩形环；b)锥面环；c)、d)上侧面内切正扭曲环；e)下侧面外切正扭曲环；f)下侧面内切反扭曲环；g)梯形环；h)楔形环；i)桶面环；j)开槽环；k)、l)顶岸环

后，其断面中性层以外产生拉应力，断面中性层以内产生压应力。拉应力的合力 F_1 指向活塞环中心，压应力合力 F_2 的方向背离活塞环中心。由于扭曲环中性层内外断面不对称，使 F_1 与 F_2 不作用在同一平面内而形成力矩 M。在力矩 M 的作用下，使环的断面发生扭转。

若将内圆面的上边缘或外圆面的下边缘切掉一部分，整个气环将扭曲成碟子形，则称这种环为正扭曲环(图 3－2－39c、d、e)；若将内圆面的下边缘切掉一部分，气环将扭曲成盖子形，则称其为反扭曲环(图 3－2－39f)。在环面上切去部分金属称为切台。

当发动机工作时，在进气、压缩和排气行程中，扭曲环发生扭曲，其工作特点一方面与锥面环类似，另一方面由于扭曲环的上下侧面与环槽的上下侧面相接触(图 3－2－42a)，从而防止了环在环槽内上下窜动，消除了泵油现象，减轻了环对环槽的冲击而引起的磨损。在作功行程中，巨大的燃气压力作用于环的上侧面和内圆面，足以克服环的弹性内力使环不再扭曲，整个外圆面与气缸壁接触(图 3－2－42b)，这时扭曲环的工作特点与矩形环相同。

若扭曲环的外圆面为锥面则为扭曲锥面环，也分正、反扭曲锥面环，在作功行程其工作特点与锥面环类似。

梯形环(图 3－2－39g)，断面为梯形。其主要优点是抗粘结性好。当活塞头部温度很高时，窜入第一道环槽中的机油容易结焦并将气环粘住。在侧向力换向活塞左右摆动时，梯形环的侧隙、径向间隙都发生变化(图 3－2－43)，将环槽中的胶质挤出。楔形环(图 3－2－39h)的工作特点与梯形环相似，而且由于断面不对称，装入气缸后也会发生扭曲。

梯形环多用作柴油机的第一道气环。

桶面环(图 3－2－39i)，环的外圆面为外凸圆弧形。其密封性、磨合性及对气缸壁表面形状的适应性都比较好。桶面环在气缸内不论上行或下行均能形成楔形油膜，将环浮起，从而减轻环与气缸壁的磨损。

开槽环(图 3－2－39j)，在外圆面上加工出环形槽，在槽内填充能吸附机油的多孔性氧化铁，有利于润滑、磨合和密封。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

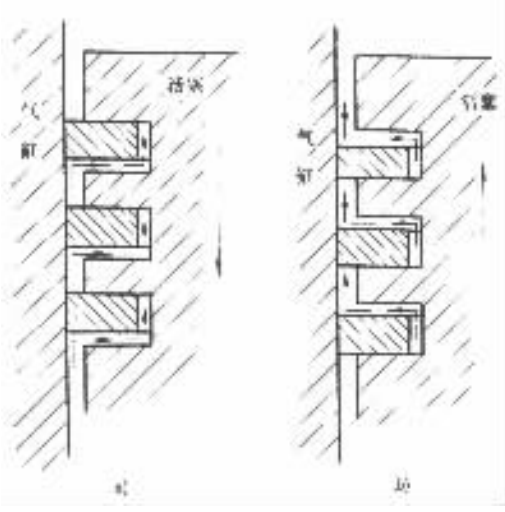


图 3－2－40 矩形环的泵油作用

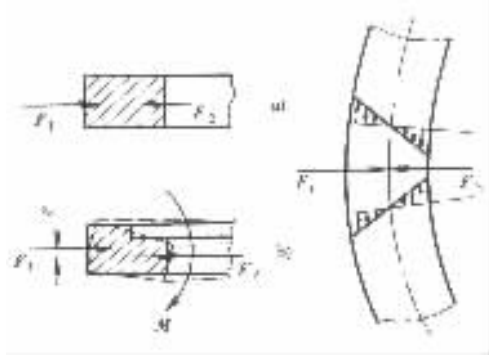


图 3－2－41 图 2－41 扭曲环断面扭转原理
a)矩形环 ;b)扭曲环

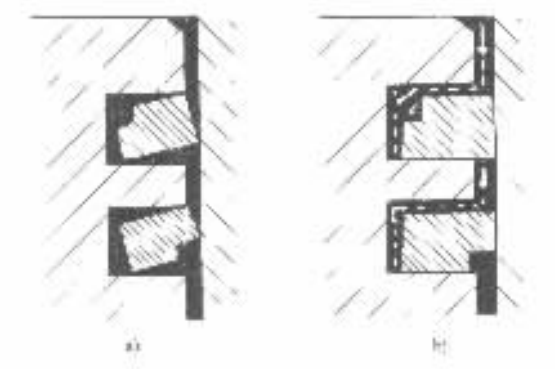


图 3－2－42 扭曲环工作示意图
a)进气、压缩、排气行程 ;b)作功行程

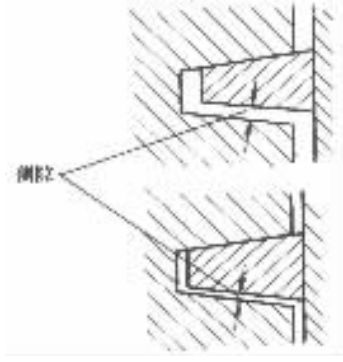


图 3－2－43 梯形环侧隙的变化

顶岸环(图 3－2－39k)、l),断面为“L”形。因为顶岸环距活塞顶面近(图 3－2－44),作功行程时,燃气压力能迅速作用于环的上侧面和内圆面,使环的下侧面与环槽的下侧面、外圆面与气缸壁面贴紧,有利于密封;由于同样的原因,顶岸环可以减少汽车尾气 HC 的排放量。

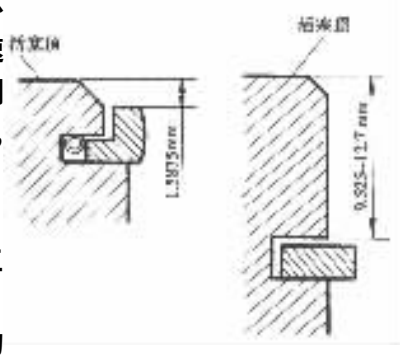


图 3－2－44 顶岸环与其它类型的上气环安装位置的比较

4. 油环

1)油环类型油环有槽孔式、槽孔撑簧式和钢带组合式三种类型。

2)槽孔式油环,因为油环的内圆面基本上没有气体力的作用,所以槽孔式油环的刮油能力主要靠油环自身的弹力。为了减小环与气缸壁的接触面积,增大接触压力,在环的外圆面上加工出环形集油槽,形成上下两道刮油唇,在集油槽底加工有回油孔。由上下刮油唇刮

下来的机油经回油孔和活塞上的回油孔流回油底壳。槽孔式油环的断面形状如图 3－2－45 所示。这种油环结构简单，加工容易，成本低。

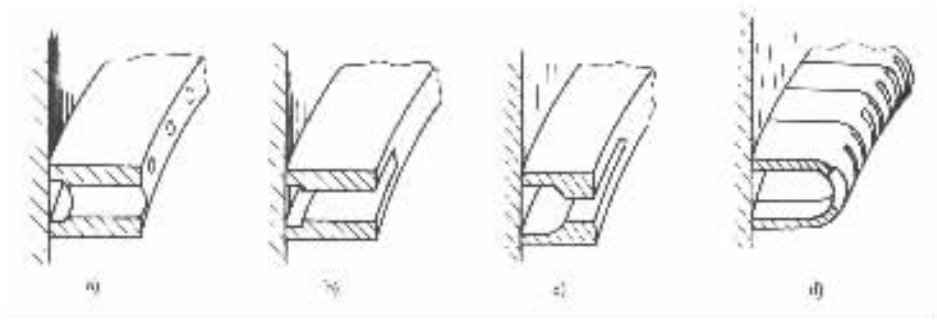


图 3－2－45　槽孔式油环的断面形状

a)圆孔型；b)长孔型；c)渠型；d)弯片型

3)槽孔撑簧式油环在槽孔式油环的内圆面加装撑簧即为槽孔撑簧式油环。一般作为油环撑簧的有螺旋弹簧、板形弹簧和轨形弹簧三种(图 3－2－46)。这种油环由于增大了环与气缸壁的接触压力，而使环的刮油能力和耐久性有所提高。

4)钢带组合油环其结构形式很多，图 3－2－47 所示的钢带组合油环由上、下刮片和轨形撑簧组合而成。撑簧不仅使刮片与气缸壁贴紧，而且还使刮片与环槽侧面贴紧。这种组合油环的优点是接触压力大，既可增强刮油能力，又能防止上窜机油。另外，上下刮片能单独动作，因此对气缸失圆和活塞变形的适应能力强。但钢带组合油环需用优质钢制造，成本高。

5. 活塞环的组合

活塞环的组合取决于很多因素，诸如发动机的用途、类型、强化程度，气缸的材料、表面处理和表面质量，甚至还有生产厂家的传统等。表 3－2－1 是一些发动机的活塞环组合实例，从中可以看出活塞环应用的若干趋势。

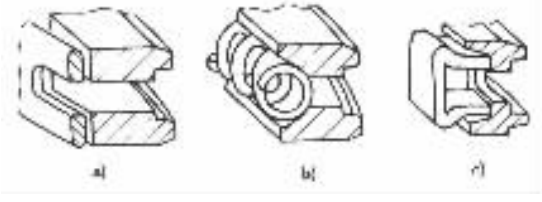


图 3－2－46　槽孔撑簧式油环

a)板形撑簧油环；b)螺旋撑簧油环；c)轨形撑簧油环

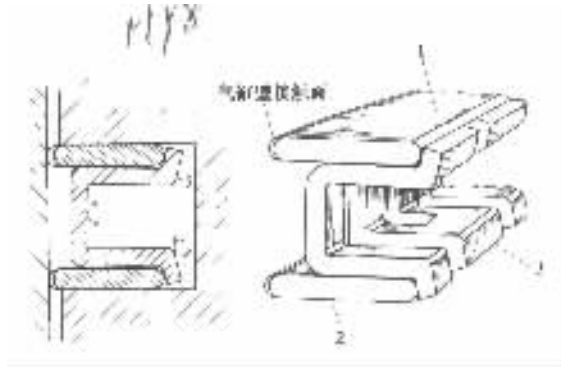


图 3－2－47　钢带组合油环

1－上刮片；2－下刮片；3－轨形撑簧

(三)活塞销

1. 活塞销的功用及工作条件

活塞销用来连接活塞和连杆，并将活塞承受的力传给连杆或相反。

活塞销在高温条件下承受很大的周期性冲击负荷，且由于活塞销在销孔内摆动角度不大，

难以形成润滑油膜，因此润滑条件较差。为此活塞销必须有足够的刚度、强度和耐磨性，质量尽可能小，销与销孔应该有适当的配合间隙和良好的表面质量。在一般情况下，活塞销的刚度尤为重要，如果活塞销发生弯曲变形，可能使活塞销座损坏。

表 3－2－1 活塞环组合实例

发动机型号	第一道气环	第二道气环	第三道气环	油环
红旗 CA488－3 汽油机	桶面环（球墨铸铁，外圆面喷钼）	反扭曲锥面环	无	钢带组合油环
夏利 TJ376Q 汽油机	桶面环（外圆面镀铬，侧面磷化）	锥面环（外圆面镀铬，侧面磷化）	无	钢带组合油环
富康 TU 型汽油机	桶面环（外圆面喷钼）	正扭曲锥面环	无	螺旋撑簧油环
上海桑塔纳 JV 型汽油机	矩形环（球墨铸铁，外圆面镀铬）	鼻形环①	无	钢带组合油环
捷达 EA827 型汽油机	正扭曲桶面环	鼻形环	无	钢带组合油环
切诺基 2.46L 型汽油机	正扭曲环（外圆面喷钼）	反扭曲环	无	钢带组合油环
奔驰 OM421 柴油机	梯形环（外圆面喷钼）	正扭曲环（外圆面喷钼）	无	螺旋撑簧油环
依维柯 8210.22S 柴油机	正扭曲环（梯形环上侧面内切）	正扭曲环	正扭曲环	螺旋撑簧油环

注：①切台呈鼻形的外切扭曲环。

2. 活塞销材料及结构

活塞销的材料一般为低碳钢或低碳合金钢，如 20、20Mn、15Cr、20Cr 或 20MnV 等。外表面渗碳淬硬，再经精磨和抛光等精加工。这样既提高了表面硬度和耐磨性，又保证有较高的强度和冲击韧性。

活塞销的结构形状很简单，基本上是一个厚壁空心圆柱。其内孔形状有圆柱形、两段截锥形和组合形（图 3－2－48）。圆柱形孔加工容易，但活塞销的质量较大；两段截锥形孔的活塞销质量较小，且因为活塞销所受的弯矩在其中部最大，所以接近于等强度梁，但锥孔加工较难。

三、连杆组

连杆组包括连杆体、连杆盖、连杆螺栓和连杆轴承等零件（图 3－2－49）。习惯上常常把连杆体、连杆盖和连杆螺栓合起来称作连杆，有时也称连杆体为连杆。

1. 连杆组的功用及工作条件

连杆组的功用是将活塞承受的力传给曲轴，并将活塞的往复运动转变为曲轴的旋转运动。

连杆小头与活塞销连接，同活塞一起作往复运动；连杆大头与曲柄销连接，同曲轴一起作

旋转运动，因此在发动机工作时连杆作复杂的平面运动。连杆组主要受压缩、拉伸和弯曲等交变负荷。最大压缩载荷出现在作功行程上止点附近，最大拉伸载荷出现在进气行程上止点附近。在压缩载荷和连杆组作平面运动时产生的横向惯性力的共同作用下，连杆体可能发生弯曲变形。

根据连杆组的工作条件，连杆组应该具有足够的抗疲劳强度和结构刚度，质量应该尽可能小。若强度不足，连杆螺栓、连杆盖甚至连杆体都可能断裂。若刚度不够，则可能由于大头变形而使连杆螺栓弯曲；由于大头孔失圆而使连杆轴承的润滑遭到破坏；由于杆身弯曲而造成活塞与气缸壁、连杆轴承与曲柄销偏磨、气缸漏气和窜机油等弊病。

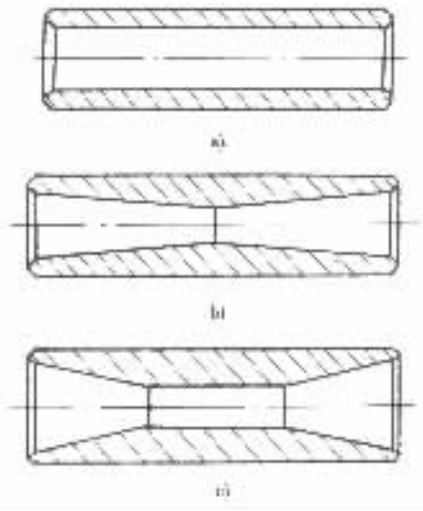


图 3－2－48　活塞销的结构

a)圆柱形内孔；b)截锥形内孔；c)组合形内孔

2. 连杆组材料

连杆体和连杆盖由优质中碳钢或中碳合金钢，如 45、40Cr、42CrMo 或 40MnB 等模锻或辊锻而成。连杆螺栓通常用优质合金钢 40Cr 或 35CrMo 制造。一般均经喷丸处理以提高连杆组零件的强度。

纤维增强铝合金连杆以其质量轻、综合性能好而倍受注目。在相同强度和刚度的情况下，纤维增强铝合金连杆比用传统材料制造的连杆要轻 30%。

3. 连杆构造

连杆由小头、杆身和大头构成(图 3－2－49)。

1)连杆小头小头的结构形状取决于活塞销的尺寸及其与连杆小头的连接方式。

在汽车发动机中连杆小头与活塞销的连接方式有两种，即全浮式和半浮式(图 3－2－50)。全浮式活塞销工作时，在连杆小头孔和活塞销孔中转动，可以保证活塞销沿圆周磨损均匀。为防止活塞销两端刮伤气缸壁，在活塞销孔外侧装置活塞销挡圈。另外，在连杆小头孔内以一定的过盈压入减摩青铜衬套或钢背加青铜镀层的双金属衬套，以减小其磨损(图 3－2－50a)。在小头和衬套上加工有集油孔或集油槽，用来收集飞溅上来的机油以润滑活塞销和连杆衬套。有的发动机在连杆杆身上加工有纵向油道(图 3－2－49b)，机油经此油道到达连杆小头，一部分用来润滑活塞销和衬套，另一部分用来冷却活塞。

图 3－2－50b)所示的半浮式活塞销是用螺栓将活塞销夹紧在连杆小头孔内，这时活塞销只在活塞销孔内转动，在小头孔内不转动。小头孔不装衬套，销孔中也不装活塞销挡圈。目前，在高速汽油机中日益普遍地采用另一种半浮式连接方式(图 3－2－50c)，这种方式首先将连杆小头加热到 300℃左右，再将活塞销压入小头孔中，不用螺栓紧固，从而避免了因为过度拧紧螺栓而使活塞销变形的弊病。半浮式活塞销可以降低发动机噪声并消除了活塞销挡圈可能引起的事故。

在连杆小头顶部设有凸起 A(图 3－2－51)，用来调整连杆质量或改变连杆重心的位置。

2)连杆杆身杆身断面为工字形，刚度大、质量轻、适于模锻。工字形断面的 Y－Y 轴(图 3－2－52)在连杆运动平面内。有的连杆在杆身内加工有油道(图 3－2－52b)，用来润滑小头衬套或冷却活塞。如果是后者，须在小头顶部加工出喷油孔。

3)连杆大头连杆大头除应具有足够的刚度外，还应外形尺寸小，质量轻，拆卸时能从气缸

试读结束：需要全本请在线购买：www.ertongbook.com

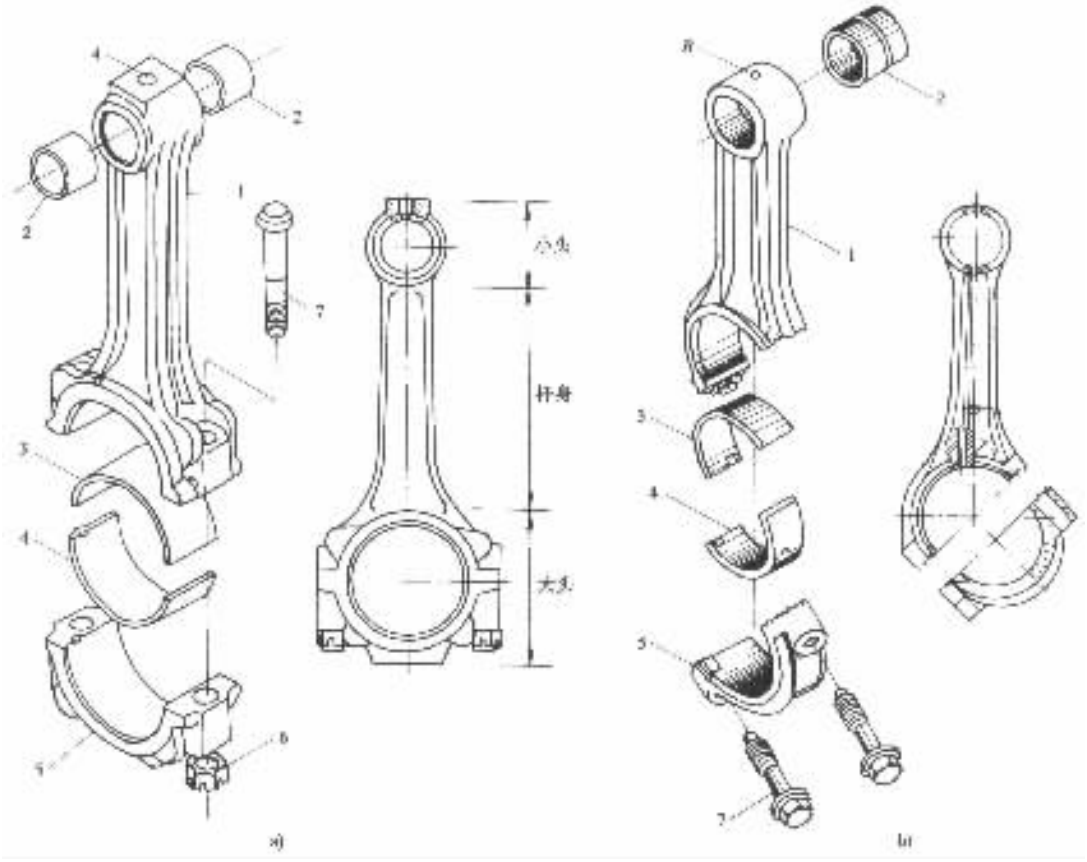


图 3－2－49 连杆组及其各部名称

a)平切口连杆；b)斜切口连杆

1－连杆体；2－连杆衬套；3－连杆轴承上轴瓦；4－连杆轴承下轴瓦；5－连杆盖；6－螺母；7－连杆螺栓；A－集油孔；B－喷油孔

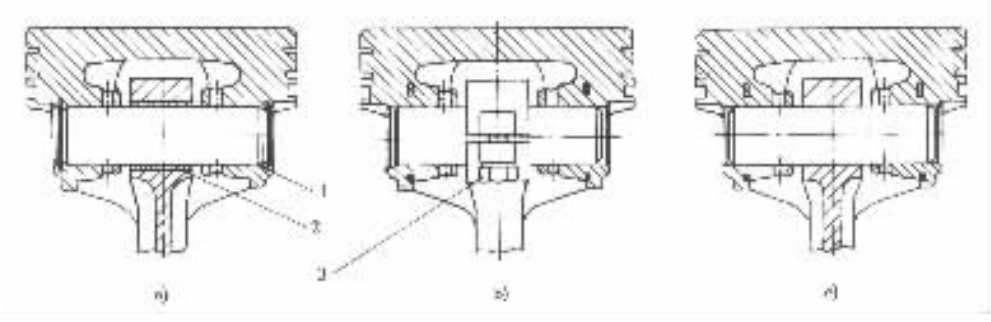


图 3－2－50 连杆小头与活塞销的连接

a)全浮式；b)、c)半浮式

1－活塞销挡圈；2－连杆衬套；3－小头紧固螺栓

上端取出。

连杆大头是剖分的，连杆盖用螺栓或螺柱紧固，为使结合面在任何转速下都能紧密结合，连杆螺栓的拧紧力矩必须足够大。

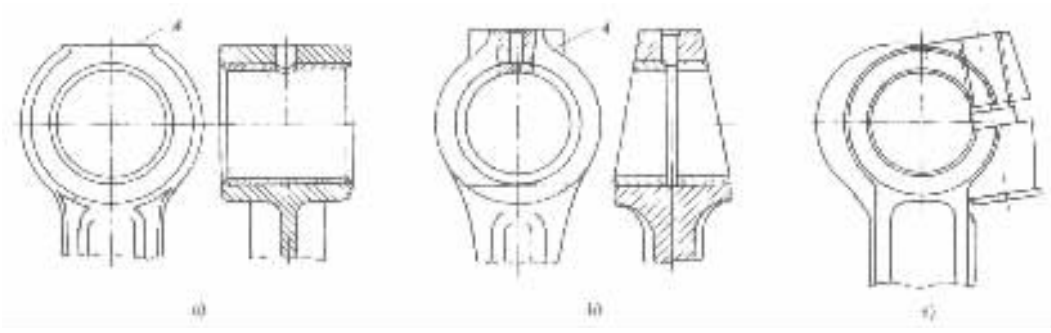


图 3－2－51　连杆小头结构形状

a)全浮式连杆小头；b)楔形全浮式连杆小头；c)半浮式连杆小头

结合面与连杆轴线垂直的为平切口连杆(图 3－2－49a)，而结合面与连杆轴线成 30°～60°夹角的为斜切口连杆(图 3－2－49b)。平切口连杆体大端的刚度较大，因此大头孔受力变形较小，而且平切口连杆制造费用较低。汽油机均采用平切口连杆。柴油机连杆既有平切口的也有斜切口的。一般柴油机由于曲柄销直径较大，因此连杆大头的外形尺寸相应较大，欲在拆卸时能从气缸上端取出连杆体，必须采用斜切口连杆。

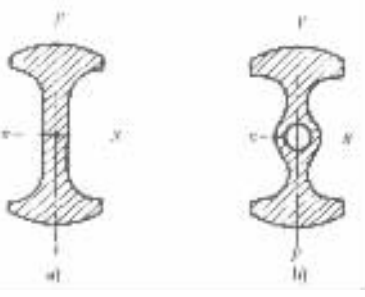


图 3－2－52　杆身的工字形断面

连杆盖装合到连杆体上时须严格定位，以防止连杆盖横向位移。平切口连杆利用连杆螺栓上一段精密加工的圆柱面与精密加工的螺栓孔来实现连杆盖的定位(图 3－2－53a)。斜切口连杆的连杆螺栓由于承受较大的剪切力而容易发生疲劳破坏。为此，应该采用能够承受横向力的定位方法。如①止口定位，利用连杆盖与连杆体大端的止口进行定位(图 3－2－

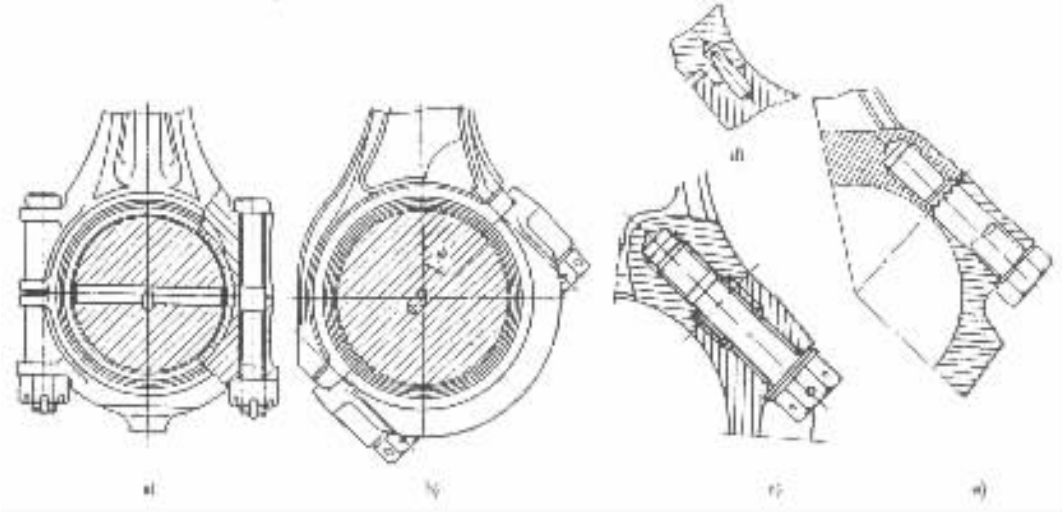


图 3－2－53　连杆盖的定位方式

a)平切口连杆盖的定位；b)、c)、d)、e)斜切口连杆盖的定位

53b)，由止口承受横向力。这种方法工艺简单，但连杆大头外形尺寸大，止口变形后定位不可

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

靠。②套筒定位,在连杆盖上的每一个连杆螺栓孔中,同心地压入刚度大、抗剪切的定位套筒(图 3－2－53c),套筒外圆与连杆体大端的定位孔为高精度动配合。这种定位方法的优点是多向定位,定位可靠。缺点是工艺要求高,若定位孔距不准,则会发生过定位而引起连杆大头孔失圆。另外,连杆大头的横向尺寸较大。定位销定位(图 3－2－53d)与套筒定位的原理及优缺点基本相同。③锯齿定位,在连杆体与连杆盖的结合面上拉削出锯齿,依靠齿面实现横向定位(图 3－2－53e)。这种定位方法的优点是锯齿接触面大,贴合紧密,定位可靠,结构紧凑,因此在斜切口连杆上应用最广泛。

连杆大头孔是在连杆体与连杆盖组合之后镗削的,在连杆体和连杆盖的同一侧刻有配对记号。在拆卸之后重新装配时必须对号入座。大头孔表面粗糙度和形状误差很小,以保证能与连杆轴瓦紧密贴合。

4)连杆螺栓工作时连杆螺栓承受交变载荷,因此在结构上应尽量增大连杆螺栓的弹性,而在加工方面要精细加工过渡圆角,消除应力集中,以提高其抗疲劳强度。图 3－2－54a)、b)所示为用于平切口连杆的连杆螺栓。螺栓头部相对的两面铣平,当将其安装在连杆体大端相应的凹槽内时,可以防止拧紧螺母时螺栓随动。图 3－2－54c)、d)所示则是用在斜切口连杆上的连杆螺栓。其非定位圆柱面的直径通常小于螺纹内径,目的是为了增大螺栓的弹性。

连杆螺栓用优质合金钢制造,如 40Cr、35CrMo 等。经调质后滚压螺纹,表面进行防锈处理。

连杆螺栓在屈服极限以内工作,只要加工精确,一般不需要锁紧装置,但装配时必须按规定的拧紧力矩或拧动的角度分几次拧紧。但也有些发动机使用锁紧装置或防松胶,以防止连杆螺栓松动。

4.V 型发动机连杆

V 型发动机左右两个气缸的连杆安装在同一个曲柄销上,其结构随安装形式的不同而不同(图 3－2－55)。

1)并列连杆(图 3－2－55a)两个完全相同的连杆一前一后并列地安装在同一个曲柄销上。连杆结构与上述直列式发动机的连杆基本相同,只是大头宽度稍小一些。并列连杆的优点是前后连杆可以通用,左右两列气缸的活塞运动规律相同。缺点是两列气缸沿曲轴纵向须相互错开一段距离,从而增加了曲轴和发动机的长度。

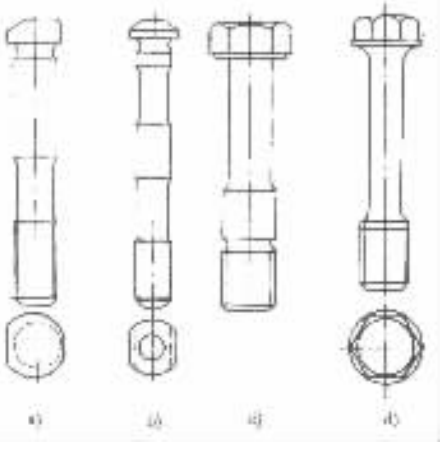


图 3－2－54 连杆螺栓

2)主副连杆(图 2－255b) 一个主连杆一个副连杆组成主副连杆,副连杆通过销轴铰接在主连杆体或主连杆盖上。一列气缸装主连杆;另一列气缸装副连杆,主连杆大头安装在曲轴的曲柄销上。主副连杆不能互换,且副连杆对主连杆作用以附加弯矩。两列气缸中活塞的运动规律和上止点位置均不相同。采用主副连杆的 V 型发动机,其两列气缸不需要相互错开,因而也就不会增加发动机的长度。

3)叉形连杆(图 3－2－55e) 指一列气缸中的连杆大头为叉形;另一列气缸中的连杆与普通连杆类似,只是大头的宽度较小,一般称其为内连杆。叉形连杆 1 安装在曲轴的曲柄销上,内连杆 5 则插在叉形连杆大头的开裆中。内连杆轴承 3

套在叉形连杆轴承 2 的外圆面上，并绕其摆动。叉形连杆的优点是两列气缸中活塞的运动规律相同，两列气缸无需错开。缺点是叉形连杆大头结构复杂，制造比较困难，维修也不方便，且大头刚度较差。

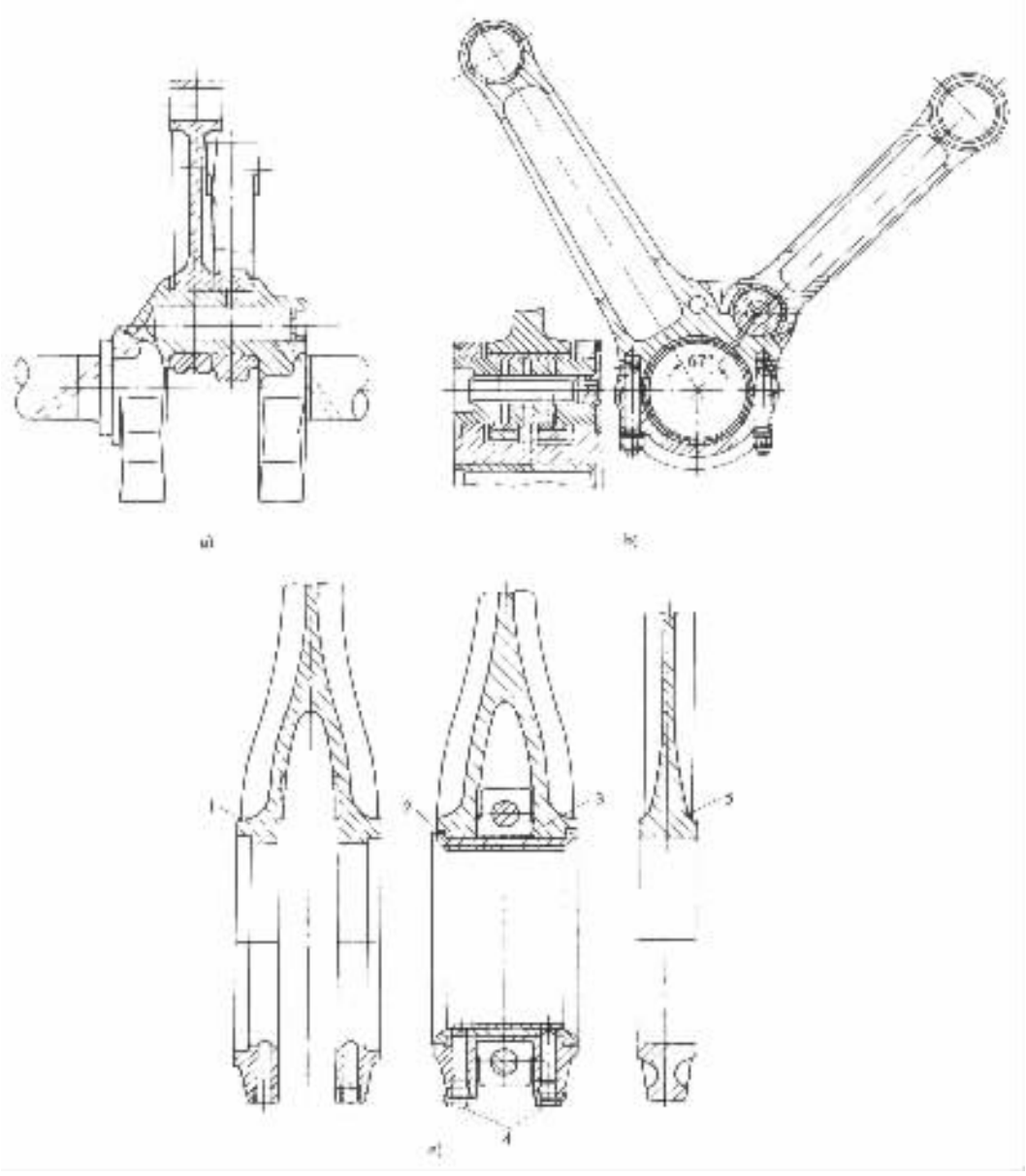


图 3－2－55　V 型发动机连杆

a)并列连杆；b)主副连杆；c)叉形连杆

1－叉形连杆；2－叉形连杆轴承；3－内连杆轴承；4－定位销；5－内连杆

四、曲轴飞轮组

（一）曲轴

1. 曲轴的功用及工作条件

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

曲轴的功用是把活塞、连杆传来的气体力转变为转矩，用以驱动汽车的传动系统和发动机的配气机构以及其它辅助装置。

曲轴在周期性变化的气体力、惯性力及其力矩的共同作用下工作，承受弯曲和扭转交变载荷。因此，曲轴应有足够的抗弯曲、抗扭转的疲劳强度和刚度；轴颈应有足够大的承压表面和耐磨性；曲轴的质量应尽量小；对各轴颈的润滑应该充分。

曲轴各部名称如图 3－2－56 所示。

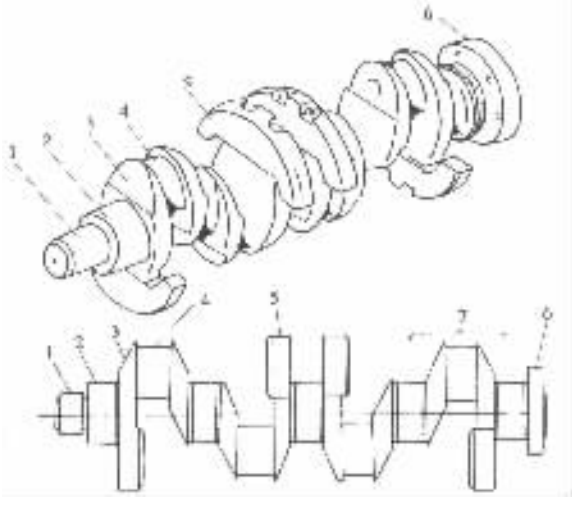


图 3－2－56 曲轴各部名称

1－曲轴前端；2－主轴颈；3－曲柄臂；4－曲柄销；5－平衡重；6－曲轴后端；7－单元曲拐

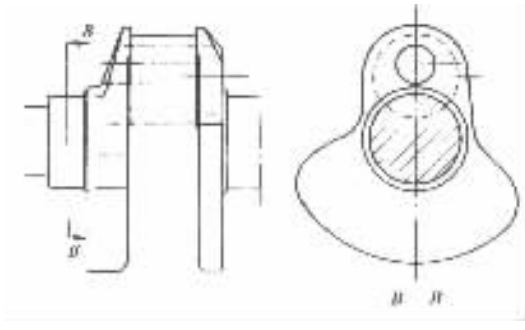


图 3－2－57 空心曲柄销锻制曲轴

2. 曲轴材料

曲轴一般由 45、40Cr、35Mn2 等中碳钢和中碳合金钢模锻而成，轴颈表面经高频淬火或氮化处理，最后进行精加工。

现代汽车发动机广泛采用球墨铸铁曲轴，如 CA488－3、奥迪 100、捷达 EA827、TJ376Q、富康 TU 和切诺基等汽油机，以及 6120、6135Q、YC6105Q 等柴油机均采用球墨铸铁曲轴。球墨铸铁价格便宜，耐磨性能好，轴颈不需硬化处理，同时金属消耗量少，机械加工量也少。

为提高曲轴的疲劳强度，消除应力集中，轴颈表面应进行喷丸处理，圆角处要经滚压处理。

3. 曲轴构造

曲轴基本上由若干个单元曲拐构成。一个曲柄销，左右两个曲柄臂和左右两个主轴颈构成一个单元曲拐(图 3－2－56)。单缸发动机的曲轴只有一个曲拐，多缸直列式发动机曲轴的曲拐数与气缸数相同，V 型发动机曲轴的曲拐数等于气缸数的一半。将若干个单元曲拐按照一定的相位连接起来再加上曲轴前、后端便构成一根曲轴。多数发动机的曲轴，在其曲柄臂上装有平衡重。

按单元曲拐连接方法的不同，曲轴分为整体式和组合式两类。

1)整体式曲轴　各单元曲拐锻制或铸造成一个整体的曲轴为整体式曲轴。其优点是工作可靠，质量轻，结构简单，加工面少，为中小型发动机所广为采用。

2)组合式曲轴　由单元曲拐组合装配而成的曲轴为组合式曲轴。单元曲拐便于制造，即使是大型曲轴也无需大型专用制造设备，另外，单元曲拐如果加工超差或使用中损坏可以更

换，而不必将整根曲轴报废。组合式曲轴结构复杂，拆装不便。

按曲轴主轴颈数的多少，曲轴可分为全支承曲轴和非全支承曲轴。

1）全支承曲轴　在相邻的两个曲拐间都有主轴颈的曲轴为全支承曲轴。其优点是抗弯曲能力强，并可减轻主轴承的载荷。但主轴颈多，加工表面多，曲轴和机体相应较长。在直列式发动机中，全支承曲轴的主轴颈数比气缸数多一个；在V型发动机中，全支承曲轴的主轴颈数比气缸数的一半多一个。现代汽车发动机多采用全支承整体式曲轴。

2）非全支承曲轴主轴颈数少于全支承曲轴的为非全支承曲轴。其优缺点与全支承曲轴恰好相反。

主轴颈和曲柄销一般是实心的，部分锻钢曲轴将曲柄销制成空心的（图3－2－57），旨在减小曲柄销的质量及其产生的旋转惯性力。部分铸铁曲轴将主轴颈和曲柄销均铸成空心的并具有桶形内腔，在曲柄臂上铸有卸载槽，以减小应力集中和增加疲劳强度（图3－2－58）。

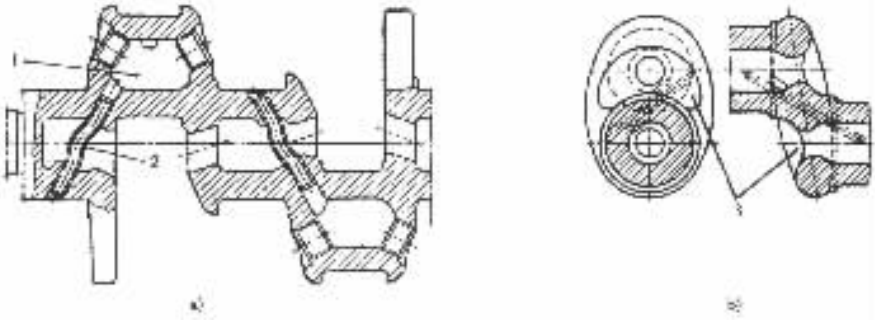


图3－2－58　空心轴颈铸铁曲轴

1－桶形空腔；2－油管；3－卸载槽

主轴颈和曲柄销均需润滑。机油经机体上的油道进入主轴承润滑主轴颈，再从主轴颈沿曲轴中的油孔（实心轴颈）进入连杆轴承润滑曲柄销（图3－2－59a），或沿着压入曲轴中的油管（空心轴颈）流向曲柄销（图3－2－58）。通常进入曲柄销空腔中的机油在离心力的作用下，其中的机械杂质沉积在空腔的壁面上，空腔中心的洁净机油经油管进入曲柄销工作表面（图3－2－59b）。但是高速发动机由于离心力过大，可能造成曲柄销空腔中心无机油，从而使曲柄销表面得不到润滑。为了保证曲柄销的可靠润滑，在装有全流式机油滤清器的发动机中，曲轴中的油孔绕过曲柄销空腔直通曲柄销表面（图3－2－59e）。

曲柄臂用来连接主轴颈和曲柄销。曲柄臂一般是椭圆形的，因为椭圆形曲柄臂有较高的弯曲刚度和扭转刚度。曲柄臂的重心应尽可能靠近曲轴的回转中心。在非全支承曲轴中，连接两个曲柄销的中间曲柄臂形状比较复杂，一般不进行机械加工。

曲轴平衡重用来平衡旋转惯性力及其力矩。对于曲拐呈镜像对称布置的四缸和六缸等发动机，其旋转惯性力和旋转惯性力矩是外部平衡的，但是内部不平衡，曲轴仍承受内弯矩的作用。如图3－2－60a）所示，第一和第四曲拐的旋转惯性力 F_1 和 F_4 与第二和第三曲拐的旋转惯性力 F_2 和 F_3，大小相等，方向相反，互相平衡。F_1 和 F_2 形成的力矩 M_{1-2} 与 F_3 和 F_4 形成的力矩 M_{3-4} 也互相平衡，但是却给曲轴造成了弯曲载荷。为使曲轴达到内部平衡，需在曲柄上附加平衡重。

若在曲轴的每个曲柄臂上都装设平衡重则称完全平衡法。这时平衡重产生的旋转惯性力分别抵消每个曲拐产生的旋转惯性力（图3－2－60b），使曲轴不受内弯矩的作用。但是完全

标准分享网www.bzfxw.com免费下载

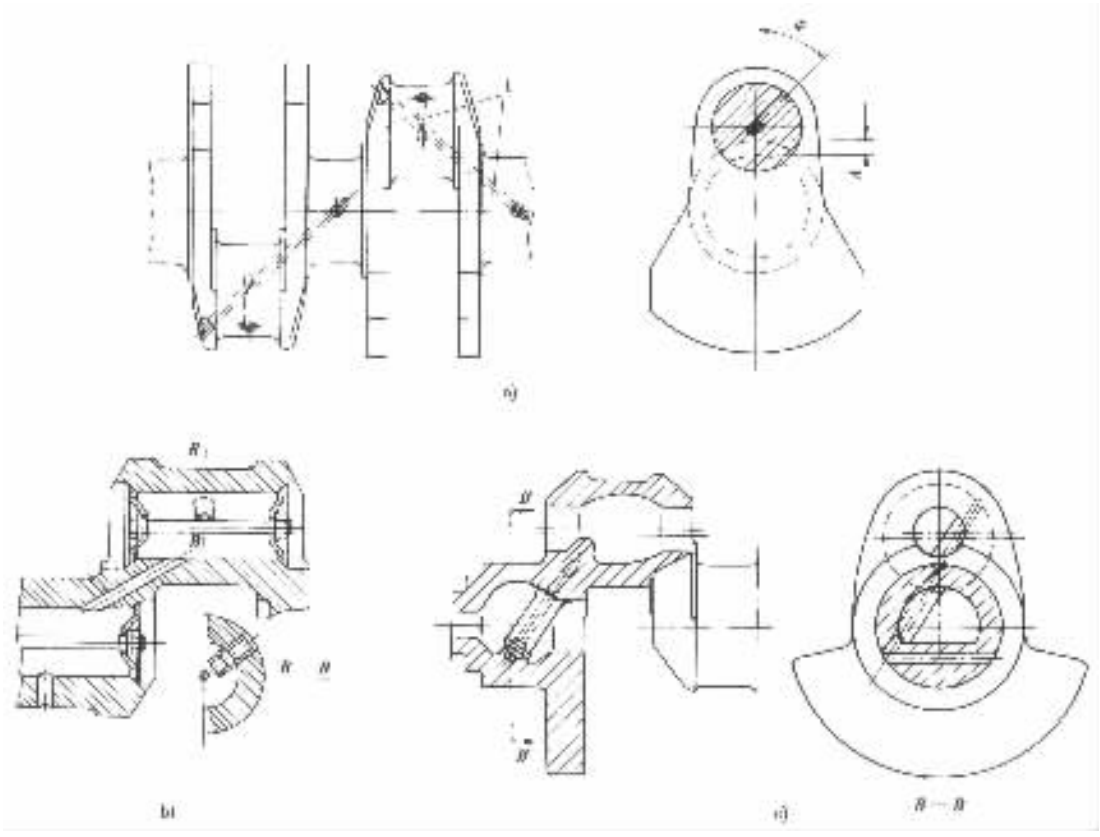


图 3－2－59 连杆轴承供油方式

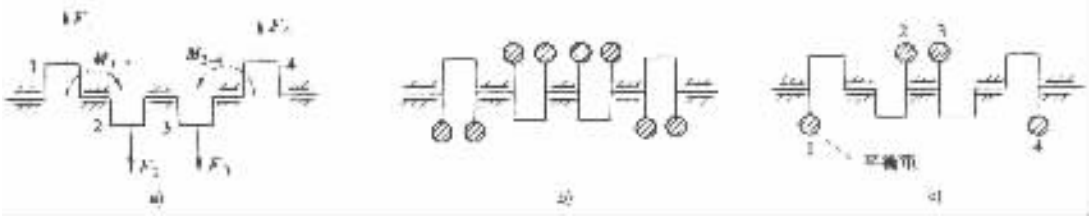


图 3－2－60 曲轴平衡重的作用

a)曲轴承受内弯矩；b)八块平衡重；c)四块平衡重

平衡法的平衡重数量较多，曲轴质量增加，工艺性变差。若只在部分曲柄臂上装设平衡重则称分段平衡法。把曲轴分成两段，分别对各段进行平衡。例如，直列四缸发动机曲轴采用四块平衡重(图 3－2－60e)，利用平衡重 1 和 2 产生反力矩以平衡力矩 M_{1-2}，利用平衡重 3 和 4 产生反力矩以平衡力矩 M_{3-4}，从而可以减小整个曲轴的内弯矩。

平衡重形状多成扇形，使其重心远离曲轴回转中心，以期在较小的质量下获得较大的旋转惯性力。有的平衡重与曲柄臂锻或铸成一体(图 3－2－61a)，有的则是单独制成零件，再用螺栓紧固在曲柄臂上(图 3－2－61b)、c)。

4. 曲拐布置与多缸发动机的工作顺序

各曲拐的相对位置或曲拐布置取决于气缸数、气缸排列形式和发动机工作顺序。当气缸

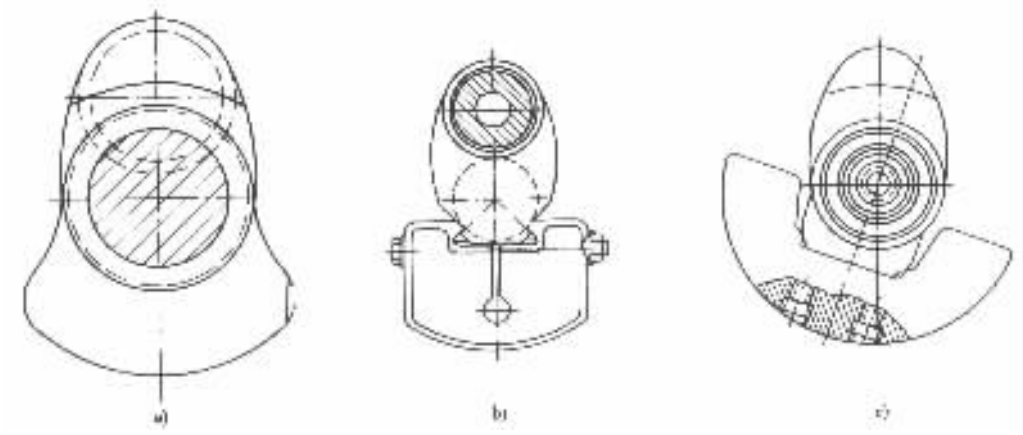


图 3－2－61　平衡重形状及安装方法

数和气缸排列形式确定之后，曲拐布置就只取决于发动机工作顺序。在选择发动机工作顺序时，应注意以下几点：

1）应该使接连作功的两个气缸相距尽可能的远，以减轻主轴承载荷和避免在进气行程中发生抢气现象。

2）各气缸发火的间隔时间应该相同。发火间隔时间若以曲轴转角计则称发火间隔角。在发动机完成一个工作循环的曲轴转角内，每个气缸都应发火作功一次。对于气缸数为 i 的四冲程发动机，其发火间隔角应为 $720°/i$，即曲轴每转 $720°/i$ 时，就有一缸发火作功，以保证发动机运转平稳。

3）V 型发动机左右两列气缸应交替发火。

下面介绍几种不同气缸数的发动机的工作顺序及其曲拐布置形式。

四冲程直列三缸发动机的发火间隔角应为 $720°/3 = 240°$。3 个曲拐互成 120°。发动机工作顺序为 1－3－2 或 1－2－3，其工作循环见表 3－2－2。

表 3－2－2　四冲程直列三缸发动机工作循环表（工作顺序 1－2－3）

<table>
<tr><th colspan="2">曲轴转角（°）</th><th>第一缸</th><th>第二缸</th><th>第三缸</th></tr>
<tr><td rowspan="3">0～180</td><td>0～60</td><td rowspan="3">作　功</td><td></td><td rowspan="3">排　气</td></tr>
<tr><td>60～120</td><td rowspan="2">压　缩</td></tr>
<tr><td>120～180</td></tr>
<tr><td rowspan="3">180～360</td><td>180～240</td><td rowspan="3">排　气</td><td rowspan="3"></td><td rowspan="3">进　气</td></tr>
<tr><td>240～300</td><td rowspan="2">作　功</td></tr>
<tr><td>300～360</td></tr>
<tr><td rowspan="3">360～540</td><td>360～420</td><td rowspan="3">进　气</td><td rowspan="3"></td><td rowspan="3">压　缩</td></tr>
<tr><td>420～480</td><td rowspan="2">排　气</td></tr>
<tr><td>480～540</td></tr>
<tr><td rowspan="3">640～720</td><td>540～600</td><td rowspan="3">压　缩</td><td rowspan="3"></td><td rowspan="3">作　功</td></tr>
<tr><td>600～660</td><td rowspan="2">进　气</td></tr>
<tr><td>660～720</td></tr>
</table>

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

四冲程直列四缸发动机的发火间隔角为 720°/4 = 180°。四个曲拐在同一平面内。发动机工作顺序为 1 – 3 – 4 – 2 或 1 – 2 – 4 – 3(图 3 – 2 – 62),其工作循环见表 3 – 2 – 3 和表 3 – 2 – 4。

表 3 – 2 – 3 四冲程直列四缸发动机工作循环表(工作顺序 1 – 3 – 4 – 2)

曲轴转角(°)	第一缸	第二缸	第三缸	第四缸
0 ~ 180	作 功	排气	压缩	进气
180 ~ 360	排气	进气	作 功	压缩
360 ~ 540	进气	压缩	排气	作 功
540 ~ 720	压缩	作 功	进气	排气

表 3 – 2 – 4 (工作顺序 1 – 2 – 4 – 3)

曲轴转角(°)	第一缸	第二缸	第三缸	第四缸
0 ~ 180	作 功	压缩	排气	进气
180 ~ 360	排气	作 功	进气	压缩
360 ~ 540	进气	排气	压缩	作 功
540 ~ 720	压缩	进气	作 功	排气

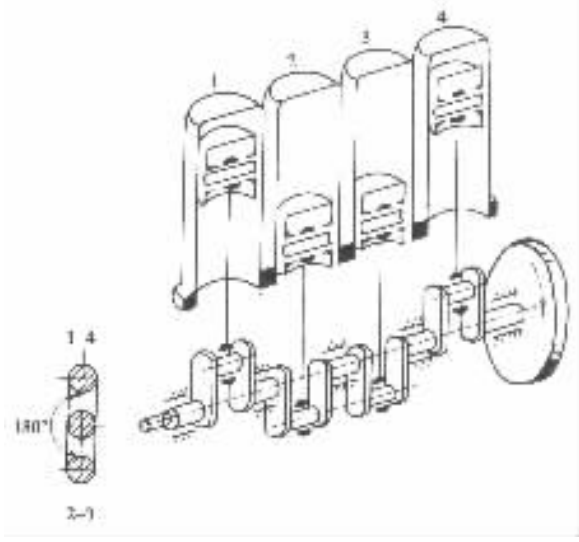


图 3 – 2 – 62 直列四缸发动机的曲拐布置

四冲程直列六缸发动机的发火间隔角为 720°/6 = 120°。6 个曲拐互成 120°。工作顺序为 1－5－3－6－2－4 或 1－4－2－6－3－5，前者应用比较普遍（图 3－2－63），其工作循环见表 3－2－5。

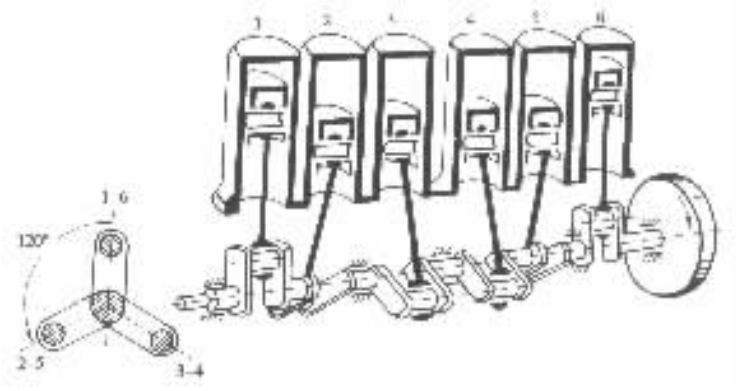


图 3－2－63　直列六缸发动机的曲拐布置

表 3－2－5　四冲程直列六缸发动机工作循环表（工作顺序 1－5－3－6－2－4）

<table>
<tr><th colspan="2">曲轴转角（°）</th><th>第一缸</th><th>第二缸</th><th>第三缸</th><th>第四缸</th><th>第五缸</th><th>第六缸</th></tr>
<tr><td rowspan="3">0～180</td><td>0～60</td><td rowspan="3">作　功</td><td rowspan="2">排　气</td><td></td><td></td><td rowspan="2">压　缩</td><td rowspan="3">进　气</td></tr>
<tr><td>60～120</td><td rowspan="2">压　缩</td><td rowspan="2">排　气</td></tr>
<tr><td>120～180</td><td rowspan="2">进　气</td><td rowspan="2">作　功</td></tr>
<tr><td rowspan="3">180～360</td><td>180～240</td><td rowspan="3">排　气</td><td rowspan="2">压　缩</td></tr>
<tr><td>240～300</td><td rowspan="2">作　功</td><td rowspan="2">进　气</td></tr>
<tr><td>300～360</td><td rowspan="2">排　气</td></tr>
<tr><td rowspan="3">360～540</td><td>360～420</td><td rowspan="3">进　气</td><td rowspan="2">压　缩</td><td rowspan="3">作　功</td></tr>
<tr><td>420～480</td><td rowspan="2">排　气</td><td rowspan="2">压　缩</td></tr>
<tr><td>480～540</td><td rowspan="2">作　功</td><td rowspan="2">进　气</td></tr>
<tr><td rowspan="3">640～720</td><td>540～600</td><td rowspan="3">压　缩</td><td rowspan="3">排　气</td></tr>
<tr><td>600～660</td><td rowspan="2">进　气</td><td rowspan="2">作　功</td></tr>
<tr><td>660～720</td><td></td><td></td></tr>
</table>

四冲程 V 型六缸发动机的发火间隔角仍为 120°。3 个曲拐互成 120°。工作顺序为 R1－L3－R3－L2－R2－L1。面对发动机的冷却风扇，右列气缸用 R 表示，由前向后气缸号分别为 R1、R2、R3；左列气缸用 L 表示，气缸号分别为 L1、L2 和 L3，工作循环见表 3－2－6。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

表 3－2－6 四冲程 V6 发动机工作循环表(工作顺序 R1－L3－R3－L2－R2－L1)

曲轴转角(°)		R1	R2	R3	L1	L2	L3
0～180	0～60	作 功	排 气			进 气	压 缩
	60～120			压 缩	排 气		
	120～180		进 气				作 功
180～360	180～240	排 气				压 缩	
	240～300			作 功	进 气		
	300～360		压 缩				排 气
360～540	360～420	进 气				作 功	
	420～480			排 气	压 缩		
	480～540		作 功				进 气
640～720	540～600	压 缩				排 气	
	600～660			进 气	作 功		
	660～720						

四冲程 V8 发动机的发火间隔角为 720°/8＝90°。4 个曲拐互成 90°。工作顺序基本上有两种：R1－L1－R4－L4－L2－R3－L3－R2 和 L1－R4－L4－L2－R3－R2－L3－R1，其工作循环见表 3－2－7。

表 3－2－7 四冲程 V8 发动机工作循环表(工作顺序 R1－L1－R4－L4－L2－R3－L3－R2)

曲轴转角(°)		R1	R2	R3	R4	L1	L2	L3	L4
0～180	0～90	作 功			压缩		进气	排气	
	90～180		排气	进气		作 功			压缩
180～360	180～270	排气			作 功		压缩	进气	
	270～360		进气	压缩		排气			作 功
360～640	360～450	进气			排气		作 功	压缩	
	450～540		压缩	作 功		进气			排气
540～720	540～630	压缩			进气		排气	作 功	
	630～720		作 功	排气		压缩			进气

5. 曲轴构造实例

1)夏利 TJ376Q 型四冲程直列三缸汽油机的曲轴(图 3－2－64a)为全支承整体式球墨铸铁(QT700－2)曲轴。3 个曲拐互成 120°，即所谓三曲拐空间曲轴。采用完全平衡法，六块平衡重与曲柄臂铸成一体。

2)上海桑塔纳 JV 型四冲程直列四缸汽油机的曲轴如图 3－2－64b)所示。全支承整体式，4 个曲拐位于同一平面内，即所谓四曲拐平面曲轴。八块平衡重与曲柄臂铸或锻成一体，完全

平衡旋转惯性力及其力矩。

曲轴材料有锻钢和高强度球墨铸铁两种。

3)上海 SH680Q 型四冲程直列六缸汽油机采用整体式非全支承曲轴(图 3－2－64c)。6 个曲拐互成 120°。4 个主轴颈,在 1 与 2、3 与 4、5 与 6 曲柄销之间不设主轴颈。在连接第 3、4 曲柄销的曲柄臂上设置一块平衡重。

4)6135Q 型四冲程直列六缸柴油机采用盘形组合式全支承曲轴(图 3－2－64d)。圆盘形曲柄臂兼作主轴颈。六个单元曲拐用螺栓紧固成夹角互为 120°的空间曲轴。单元曲拐由球墨铸铁铸制。主轴承为滚动轴承,并配用隧道式机体。

5)图 3－2－64e)所示为 CA8V100 型四冲程 V8 汽油机曲轴。整体式全支承,4 个曲拐互成 90°,五个主轴颈、在第 1、2、3、6、7、8 曲柄臂上设置平衡重,六块平衡重大小不等,两端大中间小,平衡重与曲轴制成一体。曲轴由中碳钢模锻而成。

(二)曲轴前、后端密封

曲轴前端借助甩油盘和橡胶油封实现密封(图 3－2－65)。发动机工作时,落在甩油盘 2 上的机油,在离心力的作用下被甩到定时传动室盖的内壁上,再沿壁面流回油底壳。即使有少量机油落到甩油盘前面的曲轴上,也会被装在定时传动室盖上的自紧式橡胶油封 1 挡住。

曲轴后端的密封装置如图 3－2－66 所示。由于近年来橡胶油封的耐油、耐热和耐老化性能的提高,在现代汽车发动机上曲轴后端的密封愈来愈多地采用与曲轴前端一样的自紧式橡胶油封(图 3－2－66d)。自紧式油封由金属保持架、氟橡胶密封环和拉紧弹簧构成。

许多国产汽车发动机如 BJ492Q、SH680Q 和 EQ6100－1 等均采用图 3－2－66c)所示的密封结构。回油螺纹是在曲轴后端加工出的矩形或梯形右螺纹,其工作原理如图 3－2－67 所示。当曲轴旋转时,进入回油螺纹槽内的机油被曲轴带动旋转,并受到密封填料的摩擦阻力 F_r。F_r 可分解为平行于螺纹的分力 F_{r1}和垂直于螺纹的分力 F_{r2}。机油在 F_{r1}的作用下,沿着螺纹槽被推送向前,流回油底壳。

(三)曲轴扭转减振器

当发动机工作时,曲轴在周期性变化的转矩作用下,各曲拐之间发生周期性相对扭转的现象称为扭转振动,简称扭振。当发动机转矩的变化频率与曲轴扭转的自振频率相同或成整数倍时,就会发生共振。共振时扭转振幅增大,并导致传动机构磨损加剧,发动机功率下降,甚至使曲轴断裂。为了消减曲轴的扭转振动,现代汽车发动机多在扭转振幅最大的曲轴前端装置扭转减振器。

汽车发动机多采用橡胶扭转减振器、硅油扭转减振器和硅油－橡胶扭转减振器等。

1. 橡胶扭转减振器

减振器壳体与曲轴连接,减振器壳体与扭转振动惯性质量粘结在硫化橡胶层上(图 3－2－68a)。发动机工作时,减振器壳体与曲轴一起振动,由于惯性质量滞后于减振器壳体,因而在两者之间产生相对运动,使橡胶层来回揉搓,振动能量被橡胶的内摩擦阻尼吸收,从而使曲轴的扭振得以消减。

图 3－2－68b)所示为带轮与扭转减振器的组合件,类似的结构用于东风 EQ6100－1 和 YC6105QC 等型发动机上。

图 3－2－68c)所示为复合惯性质量减振器,它由扭转振动惯性质量和弯曲振动惯性质量复合而成。既能消减曲轴的扭转振动振幅,又能消减瞳轴的弯曲振动振幅。

橡胶扭转减振器结构简单,工作可靠,制造容易,在汽车上广为应用。但其阻尼作用小,橡

试读结束:需要全本请在线购买:www.ertongbook.com

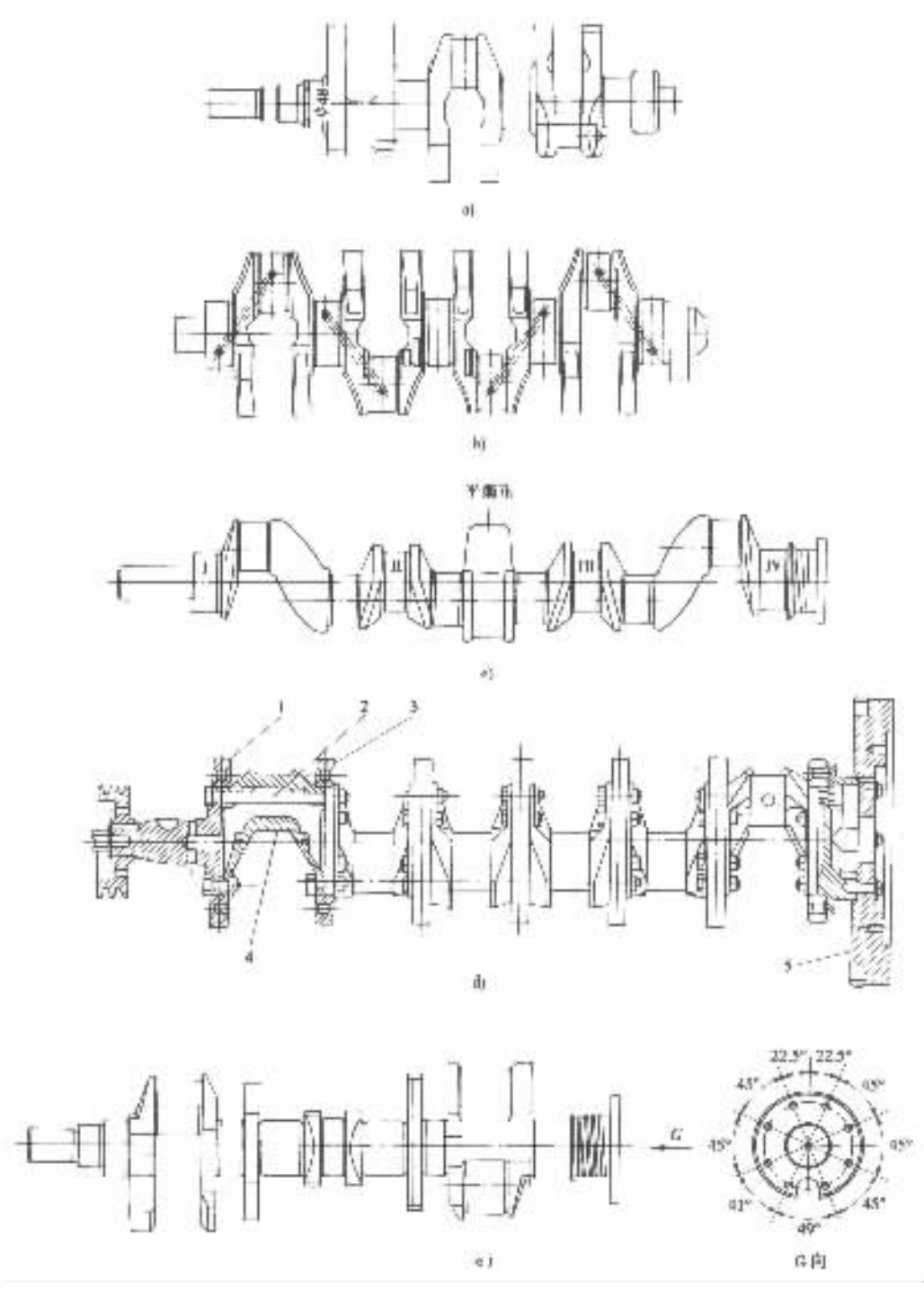


图 3－2－64 曲轴构造实例

1、3－滚动轴承；2－紧固螺栓；4－单元曲拐；5－飞轮

胶容易老化，故在大功率发动机上较少应用。

2. 硅油扭转减振器

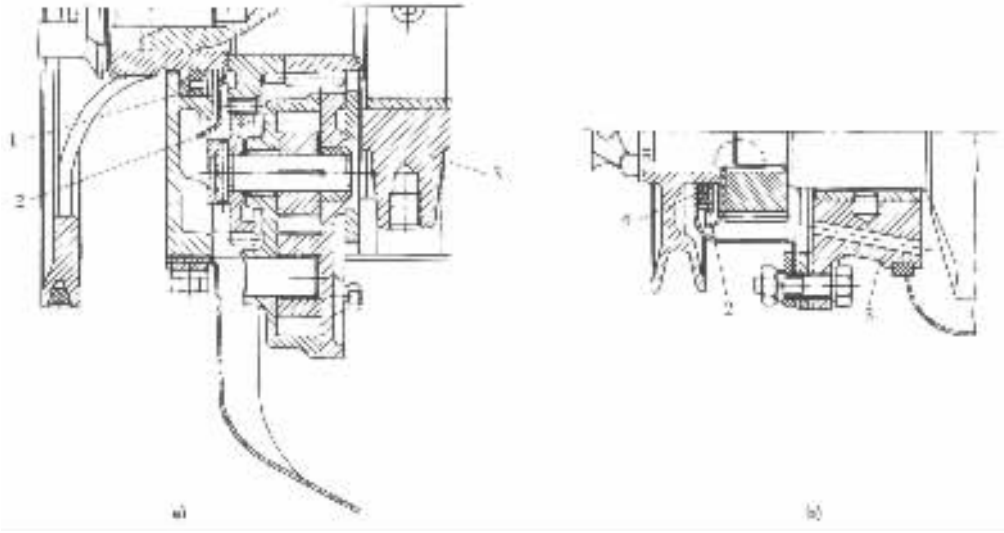


图 3－2－65　曲轴前端的密封

1－自紧式橡胶油封；2－甩油盘；3－第一主轴承盖；4－密封填料

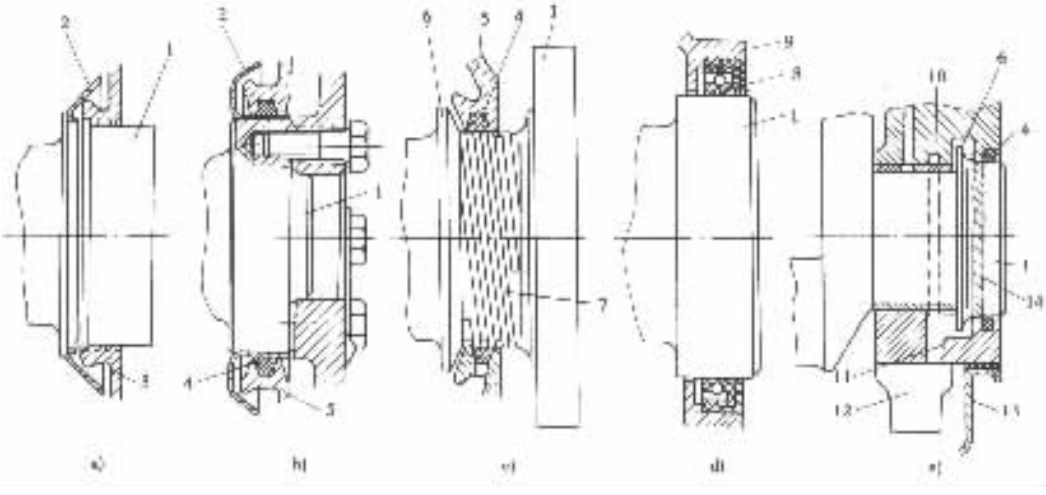


图 3－2－66　曲轴后端的密封

a)挡油盘＋回油盘；b)挡油盘＋密封填料；c)挡油凸缘＋回油螺纹＋密封填料；d)自紧式橡胶油封；e)卸压槽＋挡油凸缘＋回油螺纹＋密封填料

1－曲轴后端；2－挡油盘；3－回油盘；4－密封填料；5－填料座；6－挡油凸缘；7－回油螺纹；8－橡胶油封；9－油封座；10－卸油槽；11－回油孔；12－主轴承盖；13－油底壳；14－回油螺旋槽

由钢板冲压而成的减振器壳体与曲轴连接。侧盖与减振器壳体组成封闭腔，其中滑套着扭转振动惯性质量。惯性质量与封闭腔之间留有一定的间隙，里面充满高粘度硅油（图 3－2－69a）。当发动机工作时，减振器壳体与曲轴一起旋转、一起振动，惯性质量则被硅油的粘性摩擦阻尼和衬套的摩擦力所带动。由于惯性质量相当大，因此它近似作匀速转动，于是在惯性质量与减振器壳体间产生相对运动。曲轴的振动能量被硅油的内摩擦阻尼吸收，使扭振消除或减轻。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

硅油扭转减振器减振效果好，性能稳定，工作可靠，结构简单，维修方便，所以在汽车发动机上的应用日益普遍。但它需要良好的密封和较大的惯性质量，致使减振器尺寸较大。

3. 硅油－橡胶扭转减振器

硅油－橡胶扭转减振器中的橡胶环 6（图 3－2－69b）主要作为弹性体，并用来密封硅油和支撑惯性质量 1。在封闭腔内注满高粘度硅油。硅油－橡胶扭转减振器集中了硅油扭转减振器和橡胶扭转减振器二者的优点，即体积小、质量轻和减振性能稳定等。

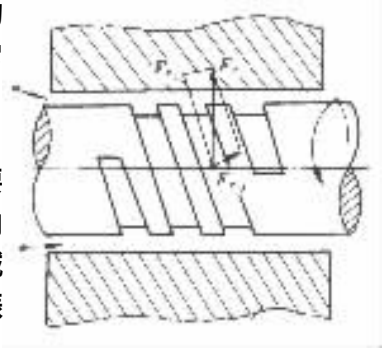


图 3－2－67 回油螺纹的封油原理

（四）飞轮

对于四冲程发动机来说，每四个活塞行程作功一次，即只

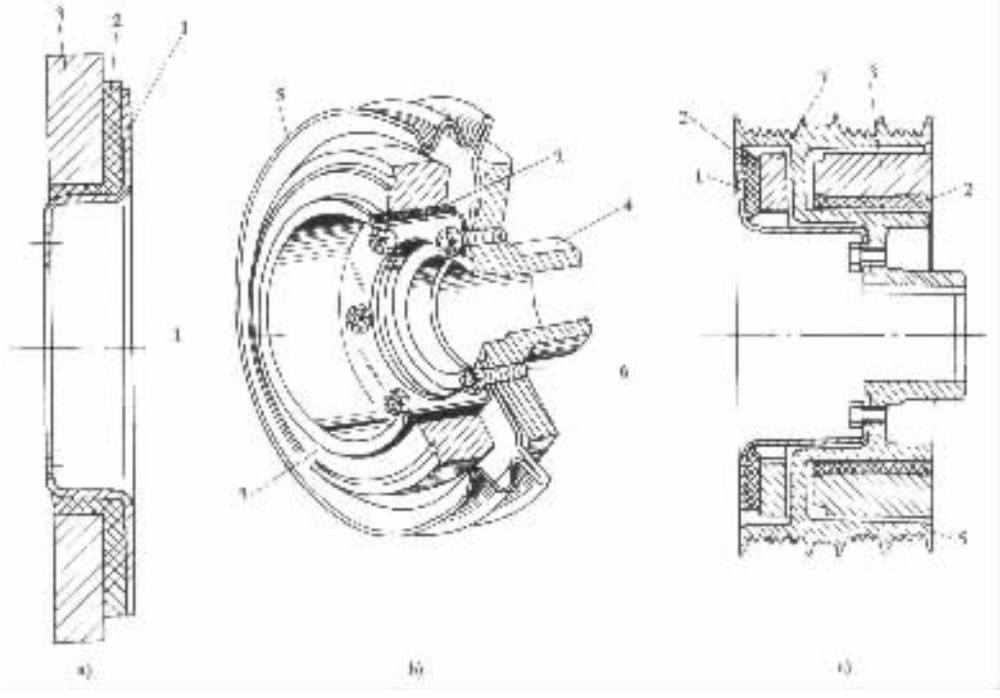


图 3－2－68 橡胶扭转减振器

a）橡胶扭转减振器（CA8V100）；b）带轮—橡胶扭转减振器；c）复合惯性质量减振器（尼桑 VH45DE）

1－减振器壳体；2－硫化橡胶层；3－扭转振动惯性质量；4－带轮毂；5－带轮；6－紧固螺栓；7－弯曲振动惯性质量

有作功行程作功，而排气、进气和压缩三个行程都要消耗功。因此，曲轴对外输出的转矩呈周期性变化，曲轴转速也不稳定。为了改善这种状况，在曲轴后端装置飞轮（参看图 3－2－64d）。飞轮是转动惯量很大的盘形零件（图 2－70），其作用如同一个能量存储器。在作功行程中发动机传输给曲轴的能量，除对外输出外，还有部分能量被飞轮吸收，从而使曲轴的转速不会升高很多。在排气、进气和压缩三个行程中，飞轮将其储存的能量放出来补偿这三个行程所消耗的功，从而使曲轴转速不致降低太甚。

除此之外，飞轮还有下列功用：飞轮是摩擦式离合器的主动件；在飞轮轮缘上镶嵌有供起动发动机用的飞轮齿圈 2；在飞轮上还刻有上止点记号，用来校准点火定时或喷油定时以及调

整气门间隙。图 3－2－71 所示为解放 CA6102 型发动机的上止点记号。当刻在飞轮轮缘上的记号“上止点/1－6”与飞轮壳上的刻线对正时，即表示 1、6 两缸的活塞处于上止点位置。东风 EQ6100－1 型发动机，在飞轮轮缘上镶嵌一个钢球，当钢球与飞轮壳上的刻线对正时，即表示 1、6 两缸的活塞处于上止点位置。

飞轮结构形状的特征是其大部分质量集中在轮缘上，所以轮缘做得又宽又厚（参看图 3－2－70），以便在较小的飞轮质量下获得较大的转动惯量。

飞轮多用灰铸铁制造，当轮缘的圆周速度超过 50m/s 时，应采用球墨铸铁或铸钢制造。

飞轮应与曲轴一起进行动平衡。为保持动平衡后曲轴与飞轮的相对位置，通常采用定位销或不等距的螺栓将飞轮紧固在曲轴后端（参看图 3－2－64e）。

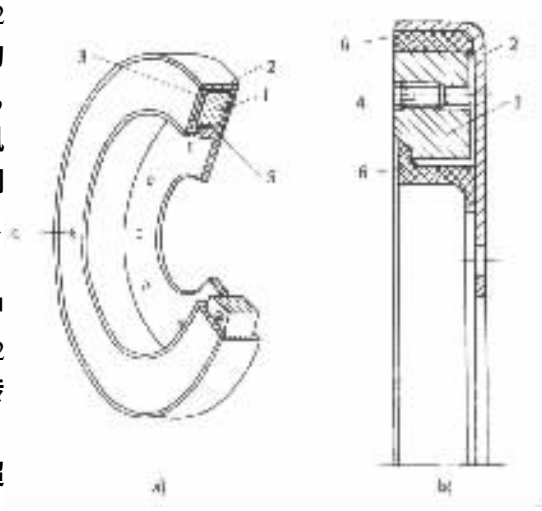


图 3－2－69　硅油及硅油－橡胶扭转减振器

a）硅油减振器（依维柯 8210.22S）；b）硅油壤胶减振器（6135Q）

1－扭转振动惯性质量；2－减振器壳体；3－侧盖；4－注油螺塞；5－衬套；6－橡胶环

五、汽车发动机滑动轴承

汽车发动机滑动轴承有连杆衬套、连杆轴承、主轴承和曲轴止推轴承等。

1. 连杆轴承和主轴承

连杆轴承和主轴承均承受交变载荷和高速摩擦，因此轴承材料必须具有足够的抗疲劳强度，而且要摩擦小、耐磨损和耐腐蚀。

连杆轴承和主轴承均由上、下两片轴瓦对合而成。每一片轴瓦都是由钢背和减摩合金层或钢背、减摩合金层和软镀层构成，前者称为二层结构轴瓦，后者称三层结构轴瓦（图 3－2－72）。

钢背是轴瓦的基体，由 1～3mm 厚的低碳钢板制造，以保证有较高的机械强度。钢背背面只有很小的粗糙度，旨在增大与连杆大头孔或主轴承孔的接触面积，以利散热。在钢背背面镀锡也可以达到同样的目的。

在钢背上浇铸减摩合金层，减摩合金材料主要有白合金、铜基合金和铝基合金。

白合金也叫巴氏合金，应用较多的锡基白合金减摩性好，但疲劳强度低，耐热性差，温度超过 100℃硬度和强度均明显下降，因此常用于负荷不大的汽油机。

铜铅合金的突出优点是承载能力大，抗疲劳强度高，耐热性好。但磨合性能和耐腐蚀性差。为了改善其磨合性和耐腐蚀性，通常在铜铅合金表面电镀一层软金属而成三层结构轴瓦，多用于高强化的柴油机。

铝基合金包括铝锑镁合金、低锡铝合金和高锡铝合金。含锡 20%以上的高锡铝合金轴瓦因为有较好的承载能力、抗疲劳强度和减摩性能而被广泛地用于汽油机和柴油机。

软镀层是指在减摩合金层上电镀一层锡或锡铅合金，其主要作用是改善轴瓦的磨合性能并作为减摩合金层的保护层。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

图 3－2－73 所示为主轴承上、下轴瓦的构造实例。轴瓦一般是等壁厚的，但也有变厚度轴瓦，多用于强化程度较高的发动机。变厚度轴瓦可以改善轴承对轴颈变形的适应性，可以避免轴瓦棱缘过载。轴向变厚度轴瓦的内表面为双曲面（图 3－2－74）；径向变厚度轴瓦是将轴瓦端面附近适当减薄（图 3－2－73 *A*－*A* 放大部分）。这样既能适应轴颈变形，又有利于机油的分布。

轴瓦在自由状态时，两个结合面外端的距离比轴承孔的直径大，其差值称为轴瓦的张开量（图 3－2－73）。在装配时，轴瓦的圆周过盈变成径向过盈，对轴承孔产生径向压力，使轴瓦紧密贴合在轴承孔内，以保证其良好的承载和导热能力，提高轴瓦工作的可靠性和延长其使用寿命。

在轴瓦的结合端冲压出定位唇（参看图 3－2－72），在轴承孔中加工有定位槽，以便装配时能正确定位。定位唇的作用只在于方便装配，欲使轴瓦在轴承孔中不转动、不移动、不振动，则全靠轴瓦与轴承孔之间的过盈配合来保证。

通过连杆小头喷油孔喷油冷却活塞的发动机，在主轴承和连杆轴承的上、下轴瓦上均加工有环形油槽和油孔，以便不间断地向连杆小头喷油孔供油。为了保证轴瓦的承载能力，最好不在载荷较大的主轴承下轴瓦和连杆轴承上轴瓦开环形油槽。有的发动机为了润滑连杆轴承和曲柄销的需要，只在主轴承的上轴瓦加工有环形油槽（图 3－2－73）。

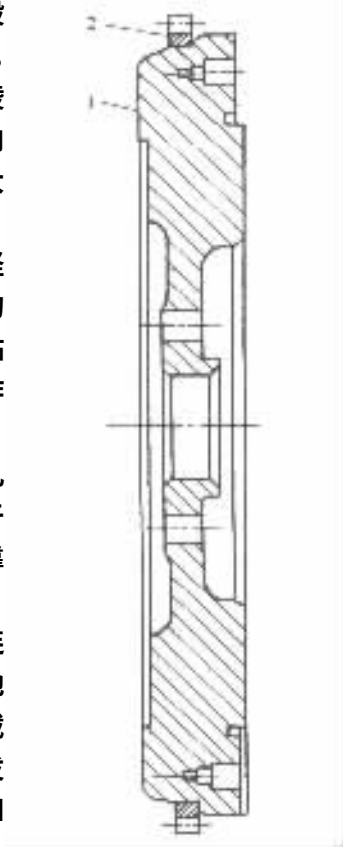


图 3－2－70 飞轮（雪铁龙 U25/651）

1－飞轮；2－飞轮齿圈

2. 曲轴止推轴承

汽车行驶时由于踩踏离合器而对曲轴施加轴向推力，使曲轴发生轴向窜动。过大的轴向窜动将影响活塞连杆组的正常工作和破坏正确的配气定时和柴油机的喷油定时。为了保证曲轴轴向的正确定位，需装设止推轴承，而且只能在一处设置止推轴承，以保证曲轴受热膨胀时能自由伸长。

曲轴止推轴承有翻边轴瓦、半圆环止推片和止推轴承环 3 种形式。

翻边轴瓦（图 3－2－75）是将轴瓦两侧翻边作为止推面，在止推面上浇铸减摩合金。轴瓦的止推面与曲轴止推面之间留有 0.06～0.25mm 的间隙，从而限制了曲轴轴向窜动量。

东风 EQ6100－1 型汽油机即采用翻边轴瓦作为曲轴轴向定位装置。

半圆环止推片（图 3－2－76）一般为四片，上、下各两片，分别安装在机体和主轴承盖上的浅槽中，用定位舌或定位销定位，防止其转动。装配时，需将有减摩合金层的止推面朝向曲轴的止推面，不能装反。

上海桑塔纳 JV 型汽油机和 YC6105QC、6102Q、6110

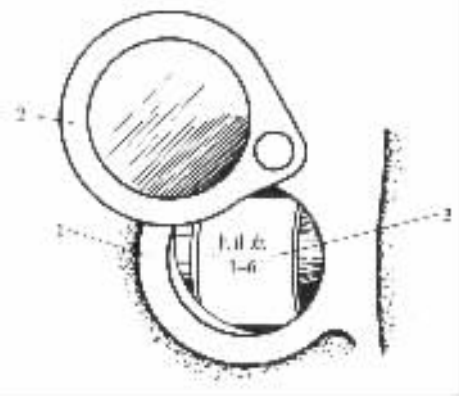


图 3－2－71 飞轮上的上止点记号

1－飞轮壳上的刻线；2－观察孔盖；3－飞轮上的记号

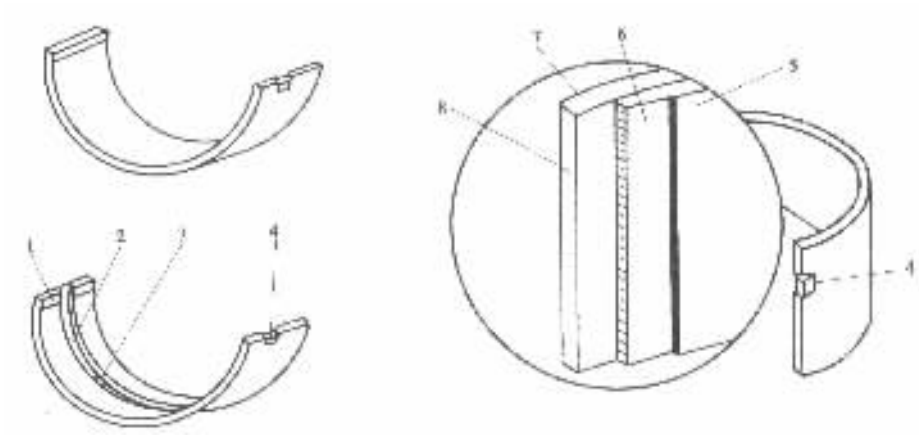


图 3－2－72　轴瓦及其各部名称

1－布油槽；2－环形油槽；3－油孔；4－定位唇；5－软镀层；6－减摩合金层；7－钢背；8－轴瓦结合面

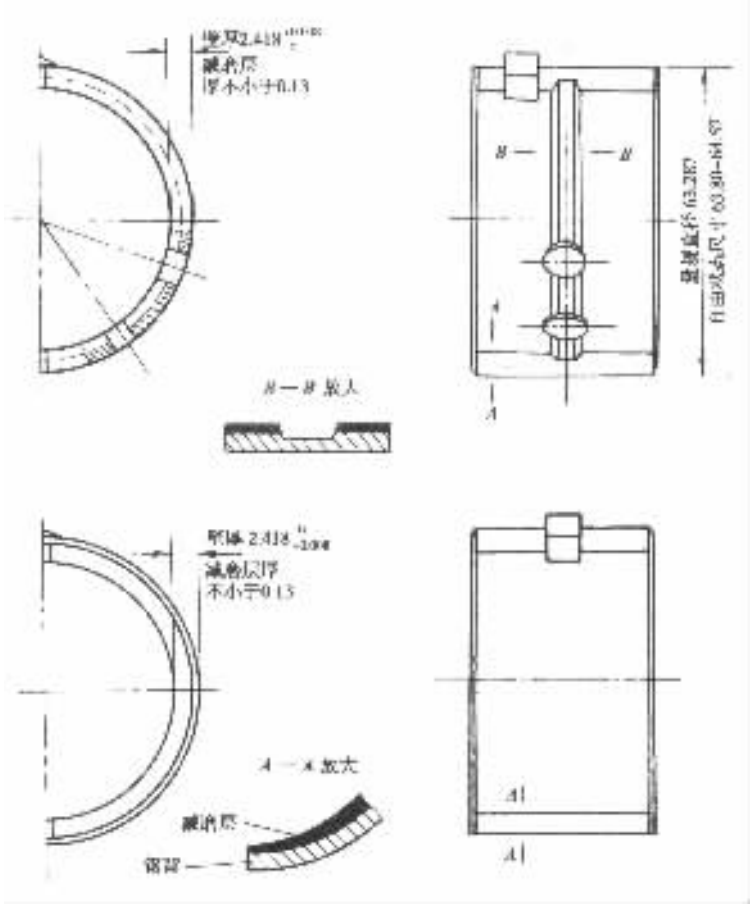


图 3－2－73　主轴承上下轴瓦结构(GM2.5L)

和 6120 等型柴油机均采用半圆环止推片作为曲轴的止推轴承。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

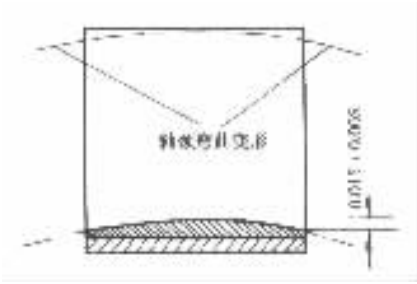


图 3－2－74 轴向变厚度轴瓦

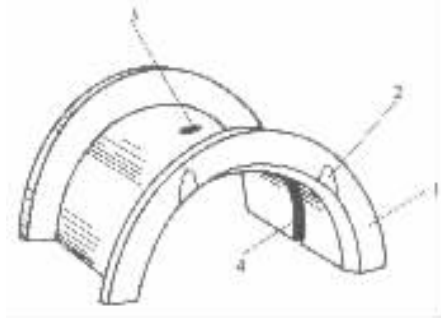


图 3－2－75 翻边轴瓦

1－止推面；2－储油槽；3－油孔；4－环形油槽

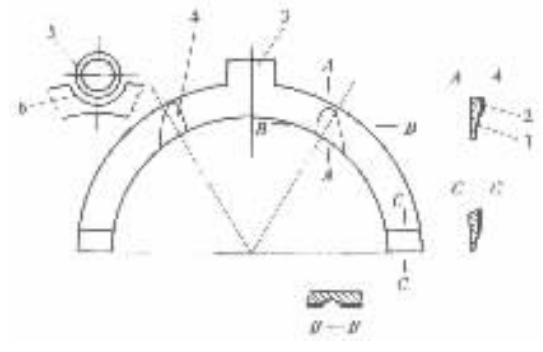


图 3－2－76 半圆环止推片

1－钢背；2－减摩合金层(止推面)；3－定位舌；4－储油槽；5－定位销；6－定位销槽

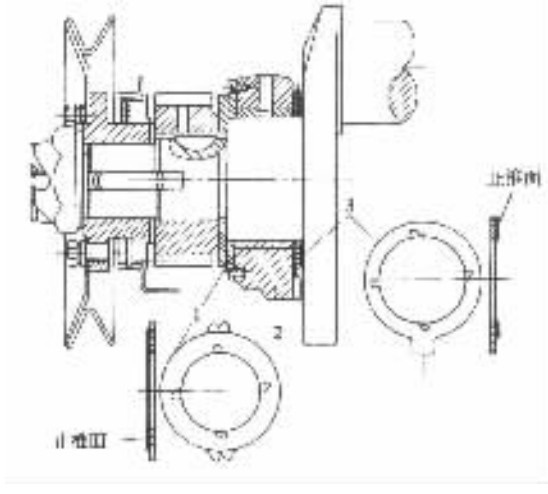


图 3－2－77 止推轴承环及其安装位置

1、3－止推轴承环；2－第一主轴承盖

止推轴承环(图 3－2－77)为两片止推圆环，分别安装在第一主轴承盖的两侧。解放 CA6102 型发动机即采用这种曲轴止推轴承。

第四节 平衡机构

现代轿车特别重视乘坐的舒适性和噪声水平，为此必须将引起汽车振动和噪声的发动机不平衡力及不平衡力矩减小到最低限度。在曲轴的曲柄臂上设置的平衡重只能平衡旋转惯性力及其力矩，而往复惯性力及其力矩的平衡则需采用专门的平衡机构。

如前所述，发动机工作时，曲柄连杆机构的往复运动质量将产生往复惯性力 F_j。它可视作由一阶往复惯性力 $F_{jⅠ}$ 与二阶往复惯性力 $F_{jⅡ}$ 组成，即 $F_j = F_{jⅠ} + F_{jⅡ}$。当发动机的结构和转速一定时，一阶往复惯性力与曲轴转角的余弦成正比，二阶往复惯性力与二倍曲轴转角的余弦成正比。发动机往复惯性力的平衡状况与气缸数、气缸排列形式及曲拐布置形式等因素有关。

现代中级和普及型轿车普遍采用四冲程直列四缸发动机。平面曲轴的四缸发动机的一阶

往复惯性力、一阶往复惯性力矩和二阶往复惯性力矩都平衡，唯二阶往复惯性力不平衡（图 3－2－78）。为了平衡二阶往复惯性力需采用双轴平衡机构。两根平衡轴与曲轴平行且与气缸中心线等距，旋转方向相反，转速相同，都为曲轴转速的二倍。两根轴上都装有质量相同的平衡重，其旋转惯性力在垂直于气缸中心线方向的分力互相抵消，在平行于气缸中心线方向的分力则合成为沿气缸中心线方向作用的力，与 F_{jII} 大小相等，方向相反，从而使 F_{jII} 得到平衡。图 3－2－79 所示为两根平衡轴一高一低在气缸中心线左右等距布置，上方的平衡轴与曲轴旋转方向相同，下方的平衡轴旋向相反，上下平衡轴的垂直距离等于连杆长度的 0.7 倍。这种平衡机构可以显著地降低由二阶往复惯性力和气体力所造成的振动和噪声。图 3－2－80 所示为齿轮传动的双轴平衡装置。整个装置置于油底壳内，两个平衡轴高度相同，相对气缸中心线左右对称。

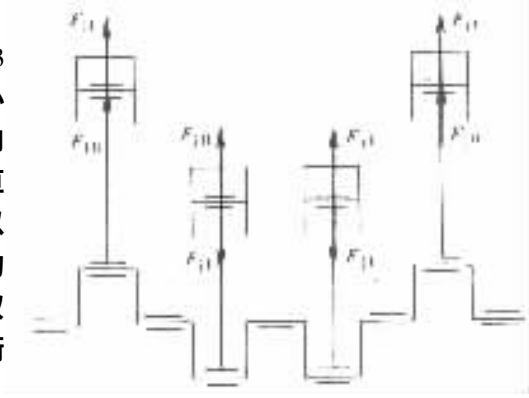


图 3－2－78　作用在曲轴上的一、二阶往复惯性力示意图

四冲程直列三缸发动机的曲轴为 3 个曲拐互成 120°夹角的空间曲轴，其一阶和二阶往复惯性力矩不平衡。夏利 TJ376Q 型发动机采用单轴平衡机构（图 3－2－81）将一阶往复惯性力矩平衡。平衡轴与曲轴转速相同，旋向相反。二级往复惯性力矩没有平衡，可通过合理设计发动机悬置系统将其产生的振动吸收。为了保证平衡效果，安装在曲轴上的平衡轴驱动齿轮和安装在平衡轴上的从动齿轮均刻有对正记号，装配平衡轴时，必须将对正记号对齐。

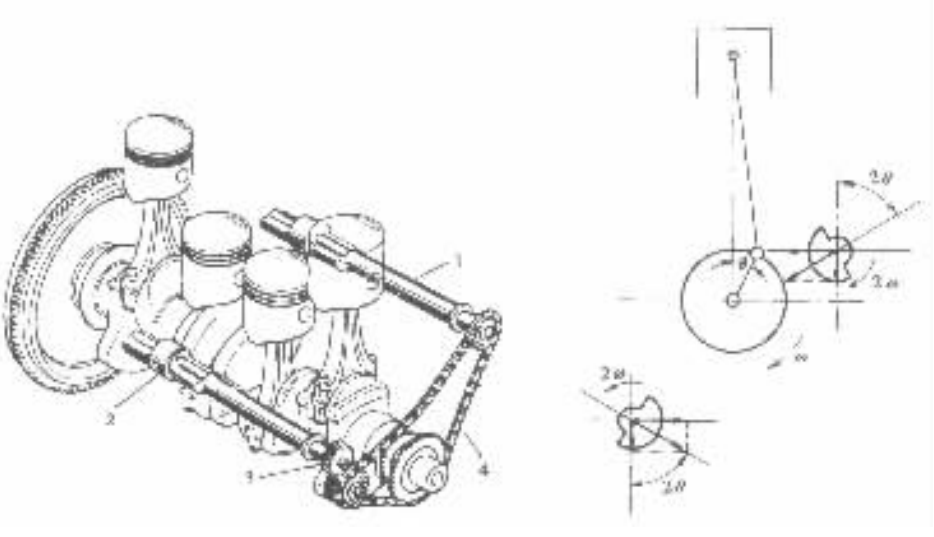


图 3－2－79　链传动双轴平衡机构（三菱汽车公司）

1－右平衡轴及平衡重；2－左平衡轴及平衡重；3－传动齿轮；4－传动链

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

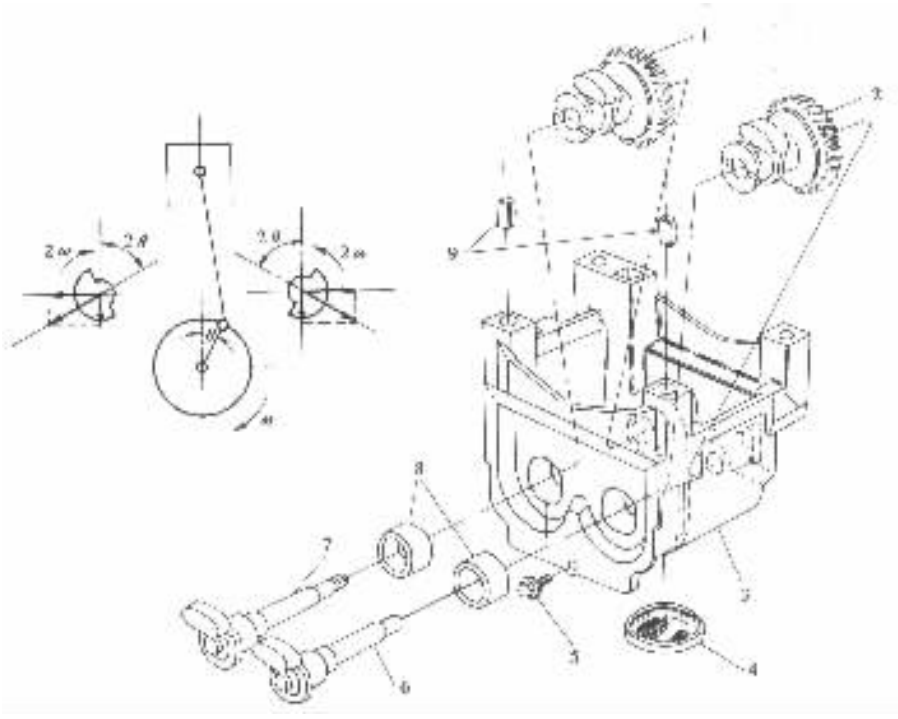


图 3－2－80 齿轮传动双轴平衡装置(通用汽车公司)

1、2－左、右传动齿轮及平衡重；3－平衡装置壳体；4－滤网；5－螺栓；6、7－右、左平衡轴及平衡重；8－衬套；9－定位销

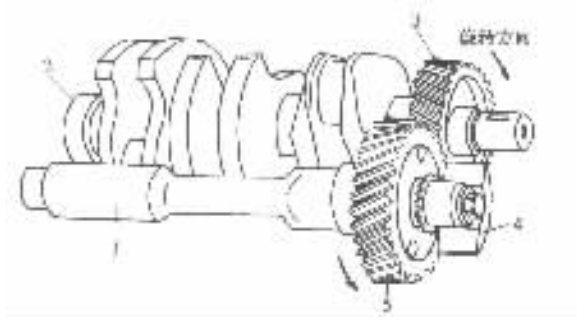


图 3－2－81 单轴平衡机构

1－平衡轴；2－曲轴；3－平衡轴驱动齿轮；4－平衡重；5－平衡轴从动齿轮

第三章　配气机构

第一节　配气机构的功用及组成

目前，四冲程汽车发动机都采用气门式配气机构。其功用是按照发动机的工作顺序和工作循环的要求，定时开启和关闭各缸的进、排气门，使新气进入气缸，废气从气缸排出。所谓新气，对于汽油机就是汽油与空气的混合物，对于柴油机则为纯净的空气。

进入气缸内的新气数量或称进气量对发动机性能的影响很大。进气量越多，发动机的有效功率和转矩越大。因此，配气机构首先要保证进气充分，进气量尽可能的多；同时，废气要排除干净，因为气缸内残留的废气越多，进气量将会越少。其次，配气机构的运动件应该具有较小的质量和较大的刚度，以使配气机构具有良好的动力特性。

气门式配气机构由气门组和气门传动组两部分组成，每组的零件组成则与气门的位置、凸轮轴的位置和气门驱动形式等有关。现代汽车发动机均采用顶置气门，即进、排气门置于气缸盖内，倒挂在气缸顶上。凸轮轴的位置有下置式、中置式和上置式三种。气门驱动形式则有摇臂驱动、摆臂驱动和直接驱动三种类型。

1. 凸轮轴下置式配气机构

凸轮轴置于曲轴箱内的配气机构为凸轮轴下置式配气机构，其典型结构如图 3－3－1 所示。其中气门组零件包括气门 12、气门座圈 13、气门导管 11、气门弹簧 10、气门弹簧座 8 和气门锁夹 9 等；气门传动组零件则包括凸轮轴 1、挺柱 2、推杆 3、摇臂 7、摇臂轴 5、摇臂轴座 4 和气门间隙调整螺钉 6 等。

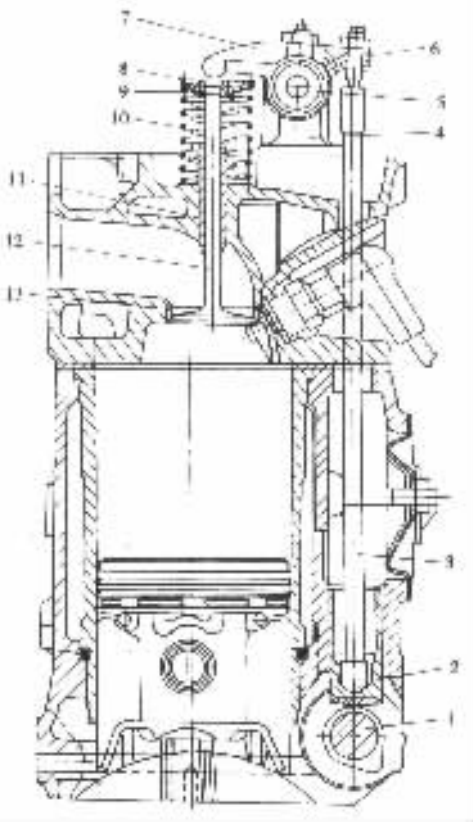


图 3－3－1　凸轮轴下置式配气机构(BJ492Q)
1－凸轮轴；2－挺柱；3－推杆；4－摇臂轴座；5－摇臂轴；6－气门间隙调整螺钉；7－摇臂；8－气门弹簧座；9－气门锁夹；10－气门弹簧；11－气门导管；12－气门；13－气门座圈

下置凸轮轴由曲轴定时齿轮驱动。发动机工作时，曲轴通过定时齿轮驱动凸轮轴旋转。当凸轮的上升段顶起挺柱时，经推杆和气门间隙调整螺钉推动摇臂绕摇臂轴摆动，压缩气门弹簧使气门开启。当凸轮的下降段与挺柱接触时，气门

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

在气门弹簧力的作用下逐渐关闭。

四冲程发动机每完成一个工作循环，每个气缸进、排气一次。这时曲轴转两周，而凸轮轴只旋转一周，所以曲轴与凸轮轴的转速比或传动比为 2:1。

凸轮轴下置式配气机构的主要优点是凸轮轴离曲轴近，可以简单地用一对齿轮传动。缺点是零件多，传动链长，整个机构的刚度差。在高转速时，可能破坏气门的运动规律和气门的定时启闭。因此多用于转速较低的发动机，如解放 CA6102、东风 EQS100－1、BJ492Q、6135Q 等发动机均为凸轮轴下置式配气机构。

2. 凸轮轴中置式配气机构

凸轮轴置于机体上部的配气机构被称为凸轮轴中置式配气机构。其典型结构如图 3－3－2 所示。与凸轮轴下置式配气机构的组成相比，减少了推杆，从而减轻了配气机构的往复运动质量，增大了机构的刚度，更适用于较高转速的发动机。

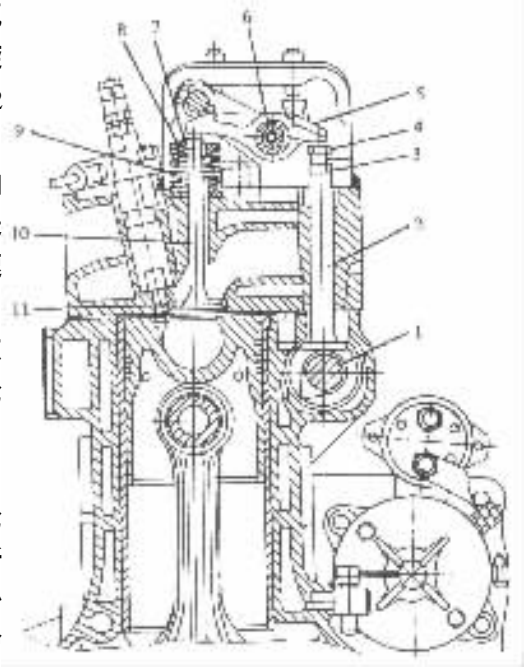


图 3－3－2 凸轮轴中置式配气机构（贝利埃）

1－凸轮轴；2－挺柱；3－锁紧螺母；4－气门间隙调整螺钉；5－摇臂；6－摇臂轴；7－气门锁夹；8－气门弹簧座；9－气门弹簧；10－气门；11－气门座圈

有些凸轮轴中置式配气机构的组成与凸轮轴下置式配气机构没有什么区别，只是推杆较短而已，如 YC6105Q、6110A、依维柯 8210.22S 和福特 2.5ID 等发动机都是这种机构。

3. 凸轮轴上置式配气机构

凸轮轴置于气缸盖上的配气机构为凸轮轴上置式配气机构（OHC）。其主要优点是运动件少，传动链短，整个机构的刚度大，适合于高速发动机。由于气门排列和气门驱动形式的不同，凸轮轴上置式配气机构有多种多样的结构形式。

图 3－3－3 所示为摇臂驱动、单凸轮轴上置式配气机构。凸轮轴推动液力挺柱，液力挺柱推动摇臂，摇臂再驱动气门（图 3－3－3a）；或凸轮轴直接驱动摇臂，摇臂驱动气门（图 3－3－3b）。夏利 TJ376Q 型发动机便采用这后一种结构形式。

图 3－3－4 所示为摆臂驱动、凸轮轴上置式配气机构。由于摆臂驱动气门的配气机构比摇臂驱动式刚度更好，更有利于高速发动机，因此在轿车发动机上的应用比较广泛。如 CA488－3、SH680Q、克莱斯勒 A452、奔驰 OM615、奔驰 M115 等发动机均为单上置凸轮轴（SOHC）摆臂驱动式配气机构（图 3－3－4a）；而本田 B20A、尼桑 VH45DE、三菱 3G81、富士 EJ20 等发动机都是双上置凸轮轴（DOHC）摆臂驱动式配气机构（图 3－3－4b）。

图 3－3－5 所示为直接驱动、凸轮轴上置式配气机构。在这种形式的配气机构中，凸轮通过吊杯形机械挺柱驱动气门（图 3－3－5a）；或通过吊杯形液力挺柱驱动气门（图 3－3－5b）。与上述各种形式的配气机构相比，直接驱动式配气机构的刚度最大，驱动气门的能量损失最小。因此，在高度强化的轿车发动机上得到广泛的应用。如奥迪、捷达、桑塔纳、欧宝 V6、奔驰 320E，还有依维柯 8140.01、8140.21 等均为直接驱动式配气机构。

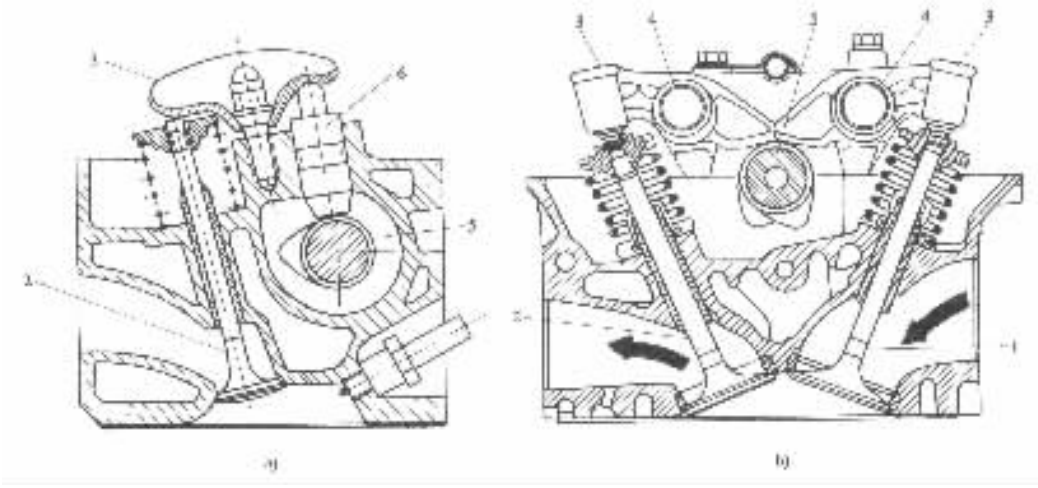


图 3－3－3　摇臂驱动、单凸轮轴上置式配气机构

1－进气门；2－排气门；3－摇臂；4－摇臂轴；5－凸轮轴；6－液力挺柱

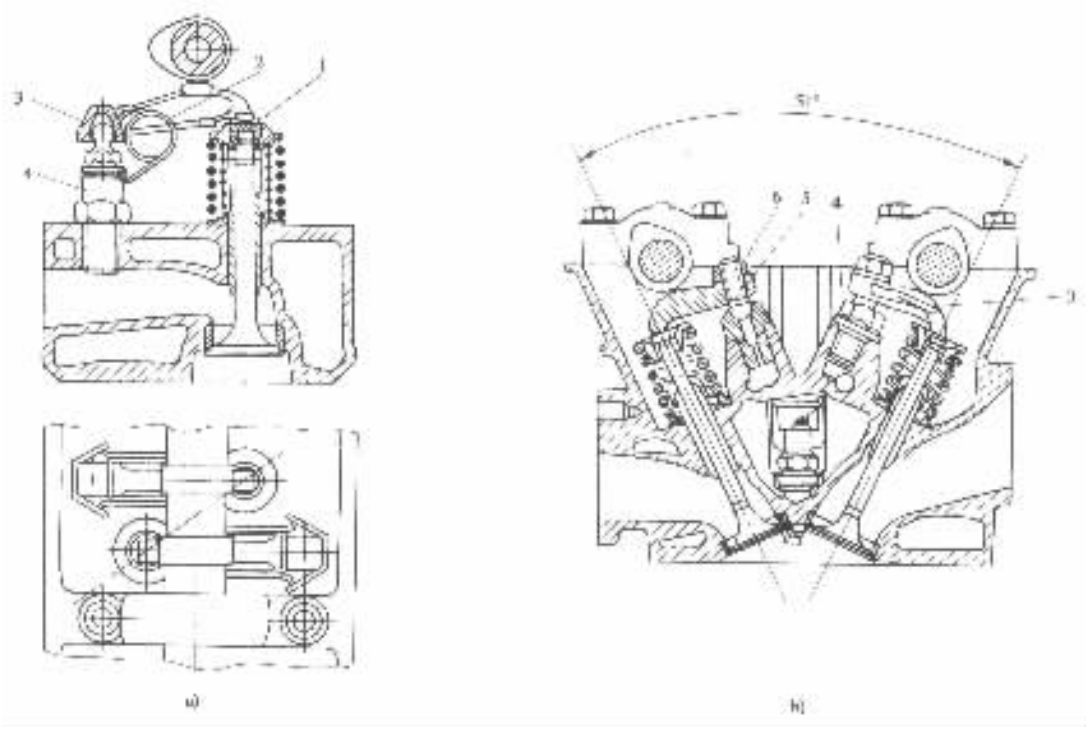


图 3－3－4　摆臂驱动、凸轮轴上置式配气机构

a)单上置凸轮轴(SOHC)；b)双上置凸轮轴(DOHC)

1－气门间隙调整块；2－弹簧扣；3－摆臂；4－摆臂支座；5－气门间隙调整螺钉；6－锁紧螺母

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

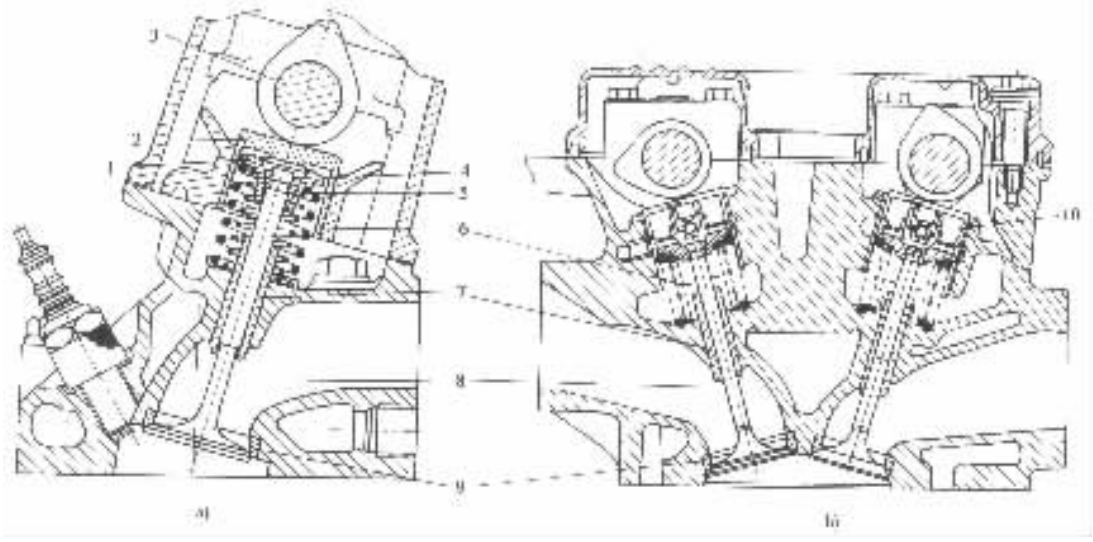


图 3－3－5 直接驱动、凸轮轴上置式配气机构

a)单上置凸轮轴(SOHC);b)双上置凸轮轴(DOHC)

1－气门间隙调整垫片;2－吊杯形机械挺柱;3－凸轮轴;4－气门弹簧座;5－气门锁夹;6－气门弹簧;7－气门导管;8－气门;9－气门座圈;10－吊杯形液力挺柱

第二节 配气定时及气门间隙

1. 配气定时(配气相位)

前已述及,进入气缸内的新气量越多,发动机的动力性越好。影响进气量的因素很多,而进、排气门开启和关闭的时刻便是其中之一。

以曲轴转角表示的进、排气门开闭时刻及其开启的持续时间称作配气定时。

进气门在进气行程上止点之前开启谓之早开。从进气门开到上止点曲轴所转过的角度称作进气提前角,记作 α。进气门在进气行程下止点之后关闭谓之晚关。从进气行程下止点到进气门关闭曲轴转过的角度称作进气迟后角,记作 β。整个进气过程持续的时间或进气持续角为 $180° + \alpha + \beta$ 曲轴转角。一般 $\alpha = 0° \sim 30°$、$\beta = 30° \sim 80°$曲轴转角。

进气门早开的目的是为了在进气开始时进气门能有较大的开度或较大的进气通过断面,以减小进气阻力,使进气顺畅。进气门晚关则是为了充分利用气流的惯性,在进气迟后角内继续进气,以增加进气量。进气阻力减小不仅可以增加进气量,还可以减少进气过程消耗的功率。

排气门在作功行程结束之前,即在作功行程下止点之前开启,谓之排气门早开。从排气门开启到下止点曲轴转过的角度称作排气提前角,记作 γ。排气门在排气行程结束之后,即在排气行程上止点之后关闭,谓之排气门晚关。从上止点到排气门关闭曲轴转过的角度称作排气迟后角,记作 δ。整个排气过程持续时间或排气持续角为 $180° + \gamma + \delta$ 曲轴转角。一般 $\gamma = 40° \sim 80°$、$\delta = 0° \sim 30°$曲轴转角。

排气门早开的目的是为了在排气门开启时气缸内有较高的压力,使废气能以很高的速度自由排出,并在极短的时间内排出大量废气。当活塞开始排气行程时,气缸内的压力已大大下

降，排气门开度或排气通过断面明显增大，从而使强制排气的阻力和排气消耗的功率大为减小。排气门晚关则是为了利用废气流动的惯性，在排气迟后角内继续排气，以减少气缸内的残余废气量。

由于进气门早开和排气门晚关，致使活塞在上止点附近出现进、排气门同时开启的现象，称其为气门重叠。重叠期间的曲轴转角称为气门重叠角，它等于进气提前角与排气迟后角之和，即 $\alpha+\delta$。

虽然进、排气门在一段时间内同时开启，但是由于新气和废气都有较大的流动惯性，它们仍然各行其辙并不互相掺混。因此，只要气门重叠角选得适当，可以使进气更充分，排气更干净。如果气门重叠角太大，就会引起不良后果。例如，进气提前角过大，废气可能流入进气歧管，使进气量减少；若排气迟后角过大，则新气可能随同废气一起排出。增压柴油机可以选择较大的气门重叠角，这是因为进气压力较高，废气不可能流入进气歧管。另外还可以利用新气将气缸内的废气扫除干净。

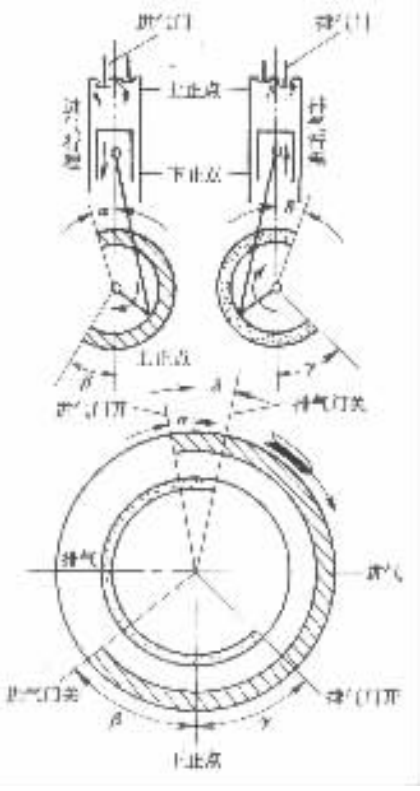


图 3－3－6　配气定时(配气相位)图

不同的发动机，由于结构和转速的不同，其配气定时也不相同。即使是同一台发动机，其配气定时也应随转速的变化而变化。欲使配气定时随发动机转速而变化，需采用可变配气定时机构，但这种机构相当复杂，仅在少数汽车发动机上采用。目前，大多数发动机采用不变的配气定时，它只适应发动机某一常用的转速。最有利的配气定时需通过反复试验确定。

配气定时可以用配气定时(配气相位)图表示(图 3－3－6)。

若干汽车发动机的配气定时(配气相位)如表 3－3－1 所列。

2. 气门间隙

发动机在冷态下，当气门处于关闭状态时，气门与传动件之间的间隙称为气门间隙。

发动机工作时，气门及其传动件，如挺柱、推杆等都将因为受热膨胀而伸长。如果气门与其传动件之间，在冷态时不预留间隙，则在热态下由于气门及其传动件膨胀伸长而顶开气门，破坏气门与气门座之间的密封，造成气缸漏气，从而使发动机功率下降，起动困难，甚至不能正常工作。为此，在装配发动机时，在气门与其传动件之间需预留适当的间隙，即气门间隙。气门间隙既不能过大，也不能过小。间隙过小，不能完全消除上述弊病；间隙过大，在气门与气门座以及各传动件之间将产生撞击和响声。最适当的气门间隙由发动机制造厂根据试验确定。

表 3－3－2 列出若干汽车发动机的气门间隙值。

表 3－3－1　若干汽车发动机的配气定时(°CA)

发动机型号	α	β	γ	δ	气门重叠角
东风 EQ6100－1	20	56	38.5	20.5	40.5
黄河 X6130	10	35	50	10	20

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

（续）

发动机型号	α	β	γ	δ	气门重叠角
北京 BJ492QA	24	64	58	30	54
夏利 TJ376Q	19	51	51	19	38
CA488－3	0	56	44	8	8
奥迪 1.8L	3	33	41	5	8
切诺基 2.46L	12	78	56	34	46
斯太尔 WD615.67	2	26	49	5	7
上海桑塔纳 JV	1	37	42	2	3

表 3－3－2 若干汽车发动机的冷态气门间隙（mm）

发动机型号	进气门间隙	排气门间隙	发动机型号	进气门间隙	排气门间隙
6102Q	0.40	0.40	TJ376Q	0.08～0.16	0.08～0.16
YC6105QC	0.40	0.45	富康 TU3	0.20	0.40
6120	0.20	0.25	丰田 5M	0.25	0.33
6130	0.25	0.30	本田 $F22B_1$	0.24～0.28	0.28～0.32

第三节 气门组

气门组的基本组成以及各零件间的装配关系，如图 3－3－7 所示。

一、气 门

1. 气门的工作条件

气门的工作条件非常恶劣。首先，气门直接与高温燃气接触，受热严重，而散热困难，因此气门温度很高。排气门最高温度可达 600～800℃，进气门由于受到新气的冷却温度稍低，约为 300～400℃。其次，气门承受气体力和气门弹簧力的作用，以及由于配气机构运动件的惯性力使气门落座时受到冲击。第三，气门在润滑条件很差的情况下以极高的速度启闭并在气门导管内作高速往复运动。此外，气门由于与高温燃气中有腐蚀性的气体接触而受到腐蚀。

2. 气门材料

根据气门的工作条件，要求气门材料应具有下列特性。

1）耐热，且有良好的导热性；

2）在高温下仍能保持足够的硬度和强度，并耐冲击；

3）耐磨损和耐腐蚀。

进气门一般用中碳合金钢制造，如铬钢、铬钼钢和镍铬钢等。排气门则采用耐热合金钢制造，如硅铬钢、硅铬钼钢、硅铬锰钢等。高度强化的发动机趋于用 21－4N 奥氏体钢和铬镍钨钼钢。

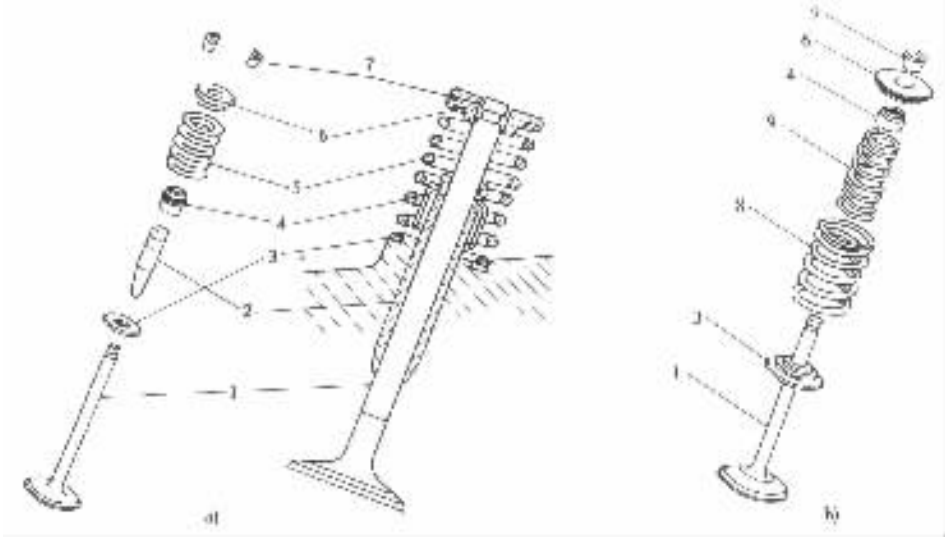


图 3－3－7　气门组的基本组成

a)单气门弹簧；b)双气门弹簧

1－气门；2－气门导管；3－下气门弹簧座；4－气门油封；5－气门弹簧；6－上气门弹簧座；7－气门锁夹；8－外气门弹簧；9－内气门弹簧

为了节省耐热合金钢，有的排气门头部用耐热合金钢，而杆部用普通合金钢制造，然后将二者对焊在一起。还有在排气门的气门锥面上堆焊或喷涂一层钨钴合金，以提高其硬度、耐磨性、耐热性和耐腐蚀性，达到延长气门使用寿命的目的。

3. 气门构造

汽车发动机的进、排气门均为菌形气门，由气门头部和气门杆两部分构成，其结构和各部名称如图 3－3－8 所示。

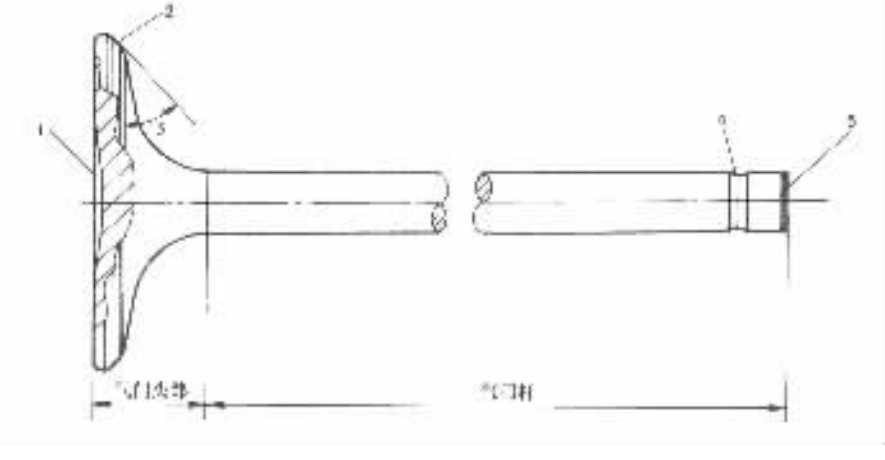


图 3－3－8　气门结构及各部名称

1－气门顶面；2－气门锥面；3－气门锥角；4－气门锁夹槽；5－气门尾端面

气门顶面有平顶、凸顶和凹顶等形状(图 3－3－9)。目前应用最多的是平顶气门(图 3－3－9a)，其结构简单，制造方便，受热面积小，进、排气门都可采用。凸顶气门(图 3－3－9c)头部

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

刚度大，用作排气门时，排气阻力较小，但受热面积大，质量大，加工也比较复杂。凹顶气门（图3－3－9b）头部与气门杆有较大的过渡圆弧，用作进气门时，可以减小进气阻力，而且凹顶气门具有较大的弹性，能较好地适应气门座圈的变形。但其受热面积大，不适合作排气门。

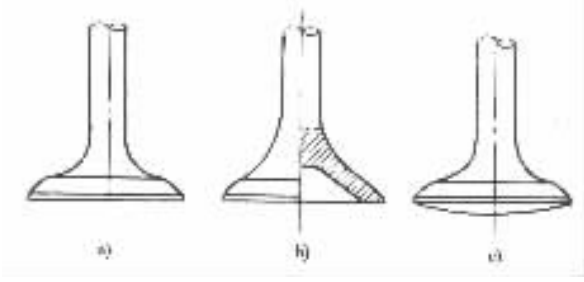


图3－3－9 气门顶面的形状

a）平顶；b）凹顶；c）凸顶

气门与气门座或气门座圈之间靠锥面密封。气门锥面与气门顶面之间的夹角称为气门锥角（参看图3－3－8）。进、排气门的气门锥角一般均为45°，只有少数发动机的进气门锥角为30°。在气门升程 H 和气门头部直径相同的情况下，气门通过断面的大小取决于 h（图3－3－10）。显然，进气门锥角较小时，气门通过断面较大，进气阻力较小，可以增加进气量。但是，气门锥角小其气门头部边缘较薄，刚度较差，容易变形、致使气门与气门座圈之间的密封性变差。较大的气门锥角可提高气门头部边缘的刚度，气门落座时有较好的自动对中作用，与气门座圈有较大的接触压力等。这些都有利于气门与气门座圈之间的密封和传热，并有利于挤掉密封锥面上的积炭。

气门头部接受的热量一部分经气门座圈传给气缸盖；另一部分则通过气门杆和气门导管也传给气缸盖，最终都被气缸盖水套中的冷却液带走。为了增强传热，气门与气门座圈的密封锥面必须严密贴合。为此，二者要配对研磨，研磨之后不能互换。为了同样的目的，由气门头部向气门杆过渡部分的几何形状应该圆滑，气门杆与气门导管之间的配合间隙应尽可能小，以减小热阻。

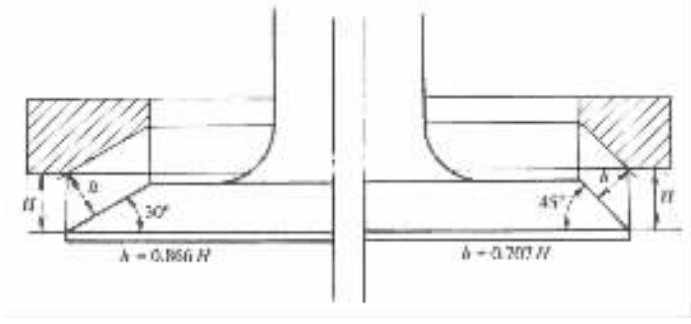


图3－3－10 气门锥角及其对气门通过断面的影响

气门杆有较高的加工精度和较低的粗糙度，与气门导管保持较小的配合间隙，以减小磨损，并起到良好的导向和散热作用。

气门尾端的形状决定于上气门弹簧座的固定方式。采用剖分成两半且外表面为锥面的气门锁夹来固定上气门弹簧座（图3－3－11a），结构简单，工作可靠，拆装方便，因此得到了广泛

的应用。气门锁夹内表面有多种形状，相应地气门尾端也有各种不同形状的气门锁夹槽（图 3－3－12a～d）。解放 CA6102 型发动机采用圆柱销 8 来固定上气门弹簧座（图 3－3－11b），相应地在气门尾端钻有安装圆柱销的径向孔（图 3－3－12f）。

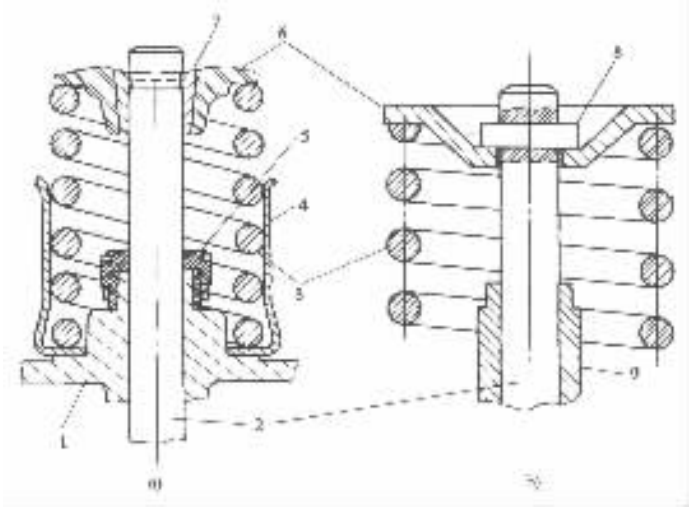


图 3－3－11　上气门弹簧座的固定方式

a）气门锁夹固定（GM2.5L）；b）圆柱销固定（CA6102）

1－气缸盖；2－气门杆；3－气门弹簧；4－气门弹簧振动阻尼器；5－气门油封；6－气门弹簧座；7－气门锁夹；8－圆柱销；9－气门导管

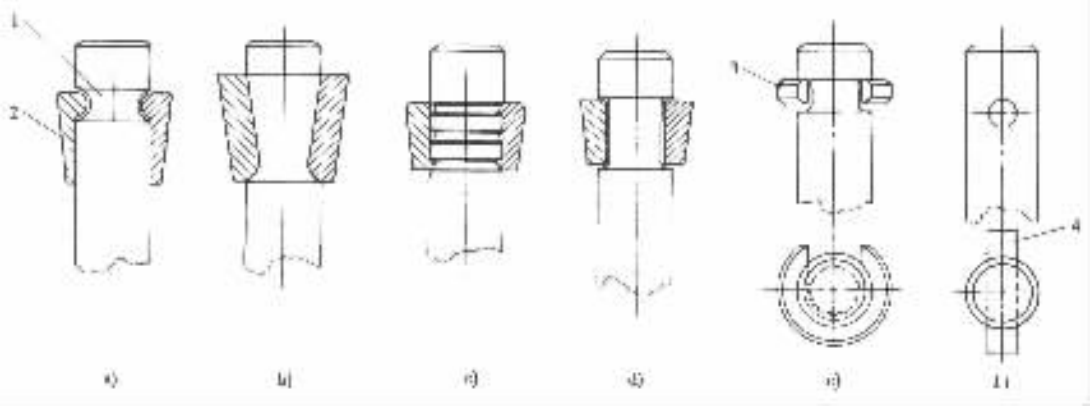


图 3－3－12　气门尾端的形状

1－气门尾端；2－气门锁夹；3－卡块；4－圆柱销

在某些高度强化的发动机上采用中空气门杆的气门，旨在减轻气门质量和减小气门运动的惯性力。为了降低排气门的温度，增强排气门的散热能力，在许多汽车发动机上采用钠冷却气门（图 3－3－13）。这种气门是在中空的气门杆中填入一半金属钠。因为钠的熔点是 97.8℃，沸点为 880℃，所以在气门工作时，钠变成液体，在气门杆内上下激烈地晃动，不断地从气门头部吸收热量并传给气门杆，再经气门导管传给气缸盖，使气门头部得到冷却。钠冷却气门的制造成本比普通排气门高出几倍，但由于其十分明显的冷却效果，在一些风冷发动机和轿车发动机上得到了成功的应用，如奔驰 190、尼桑 SR 系列发动机等。

本试读为了解内容 www.ertongbook.com 完整下载

4. 每缸气门数

一般发动机每个气缸有两个气门，即一个进气门和一个排气门。进气门头部直径比排气门大 15% ~ 30%，目的是增大进气门通过断面面积，减小进气阻力，增加进气量。排气门头部直径略小，排气阻力稍大，但是排气阻力对发动机性能的影响比进气阻力小得多。凡是进气门和排气门数量相同时，进气门头部直径总比排气门大。每缸两气门的发动机又称两气门发动机。

现代高性能汽车发动机普遍采用每缸三、四、五个气门，其中尤以四气门发动机为数最多。四气门发动机每缸两个进气门，两个排气门(图 3 - 3 - 14)。其突出的优点是气门通过断面积大，进、排气充分，进气量增加，发动机的转矩和功率提高。其次是每缸四个气门，每个气门的头部直径较小，每个气门的质量减轻，运动惯性力减小，有利于提高发动机转速。最后，四气门发动机多采用篷形燃烧室，火花塞布置在燃烧室中央，有利于燃烧。缺点是发动机零件数量增多，制造成本增加。欧宝 V6、奔驰 190E、奔驰 320E、奥迪 V8、尼桑 VH45DE、尼桑 VG30DEV6、富士 EJ20 等发动机均为四气门发动机。

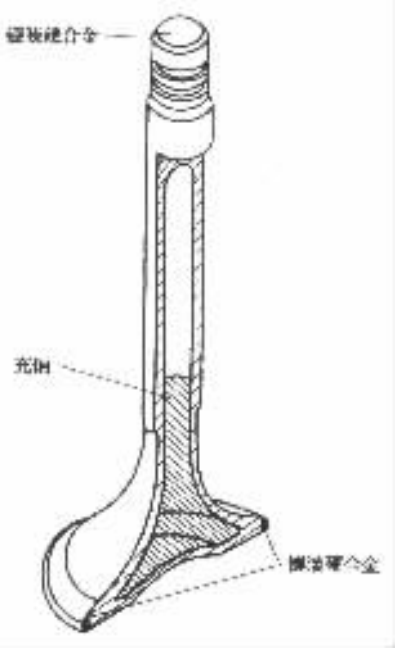


图 3 - 3 - 13 充钠排气门
(捷达 EA113 5V1.6L)

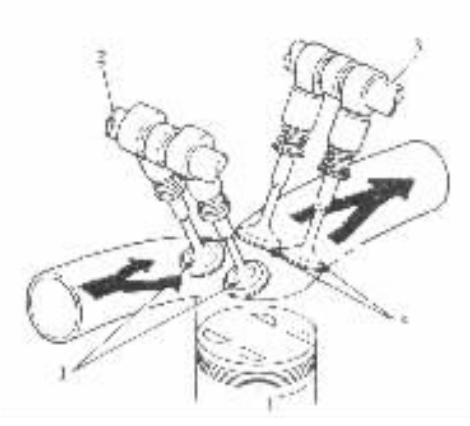


图 3 - 3 - 14 四气门配气机构
1 - 进气门；2 - 进气凸轮轴；
3 - 排气凸轮轴；4 - 排气门

图 3 - 3 - 15 五气门配气机构

三气门发动机每缸两个进气门，一个排气门，排气门头部直径比进气门大。凡是进气门数比排气门数多的发动机，排气门头部直径总是比进气门大。与两气门发动机相比，进气量有明显增加。其它方面不如四气门发动机，特别是火花塞很难布置在燃烧室中央，对燃烧不利。斯巴鲁 J12、丰田 A2E 等汽油机为三气门发动机，德国大众公司的 VR6 系列发动机有每缸二、三、四气门三种机型。

五气门发动机每缸三个进气门，两个排气门(图 3 - 3 - 15)。这种结构能够明显地增加进

气量，在这方面比四气门还要优越。但是结构也非常复杂，尤其是增加了燃烧室表面积，对燃烧不利。捷达 EA113 型、三菱 3G81 型等发动机均为五个气门。

二、气门座与气门座圈

气缸盖上与气门锥面相贴合的部位称气门座。气门座的温度很高，又承受频率极高的冲击载荷，容易磨损。因此，铝气缸盖和大多数铸铁气缸盖均镶嵌由合金铸铁或粉末冶金或奥氏体钢制成的气门座圈。在气缸盖上镶嵌气门座圈可以延长气缸盖的使用寿命。也有一些铸铁气缸盖不镶气门座圈，直接在气缸盖上加工出气门座。

气门座圈是单独制成的零件，以一定的过盈压入气缸盖上的座孔中，其结构如图 3－3－16 所示。气门座圈的外圆面可以是圆柱面图 3－3－16a)，也可以是锥角不超过 12°的圆锥面图 3－3－16b)。在气门座圈的外圆面上加工有环形槽，当气门座圈压入座孔后，气缸盖材料由于塑性变形而嵌入环形槽内，可以防止气门座圈脱落。图 3－3－16c)所示为另一种气门座圈结构和镶嵌方法。它是将气门座圈装入座孔后，将气门座圈周围的气缸盖材料辗压入气门座圈与气缸盖间的缝隙中使气门座圈固定。气门座圈也可以和气缸盖一起铸造。

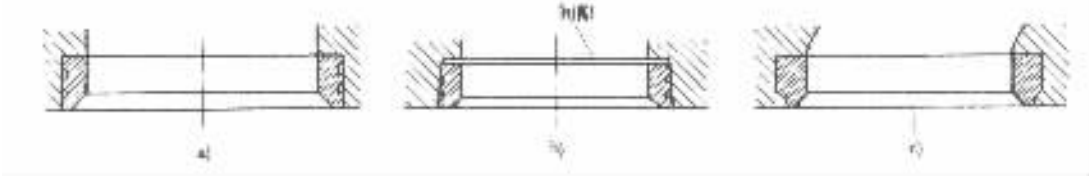


图 3－3－16　气门座圈

气门座或气门座圈的锥角与气门锥角相适应。一般气门锥角比气门座或气门座圈锥角小 0.5°～1°(图 3－3－17a)，其作用是使二者不以锥面的全宽接触，这样可以增加密封锥面的接触压力，加速磨合，并能切断和挤出二者之间的任何积垢或积炭，保持锥面良好的密封性。但是，若在气门锥面上镀敷铬钴耐磨合金，气门座或气门座圈经过电感应法硬化处理后，气门与气门座或气门座圈则采用相同的锥角(图 3－3－17b)。

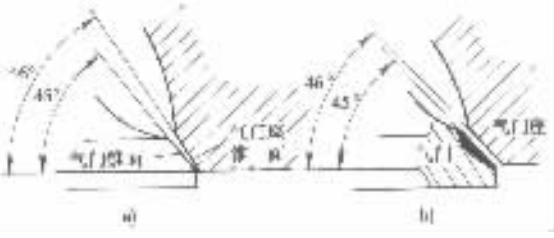


图 3－3－17　气门和气门座锥角

三、气门导管

气门导管的功用是对气门的运动导向，保证气门作直线往复运动，使气门与气门座或气门座圈能正确贴合。此外，还将气门杆接受的热量部分地传给气缸盖。

气门导管的工作温度较高，而且润滑条件较差，靠配气机构工作时飞溅起来的机油来润滑气门杆和气门导管孔。气门导管由灰铸铁、球墨铸铁或铁基粉末冶金制造。在以一定的过盈将气门导管压入气缸盖上的气门导管座孔之后，再精铰气门导管孔，以保证气门导管与气门杆的正确配合间隙。

一般气门导管上端孔口不倒角(图 3－3－18a)，以减少进入导管孔内的机油量。排气门导管下端孔口加工有排渣槽(图 3－3－18b)，以便刮除排气门杆上的沉积物或积炭。有的气门

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

导管在外圆面上加工有卡环槽，嵌入卡环，防止气门导管工作时松落(图 3－3－18a)。

有的发动机不装气门导管，直接在气缸盖上加工出气门杆孔，作为气门的导向孔(参看图 3－3－11a)。

气门杆与气门导管孔需要润滑，但进入气门导管孔内的机油又不能太多，否则将使机油消耗量增加。为了控制和减少机油消耗量，现代汽车发动机装有气门油封(参看图 3－3－11a)。气门油封组件的构造如图 3－3－19 所示。

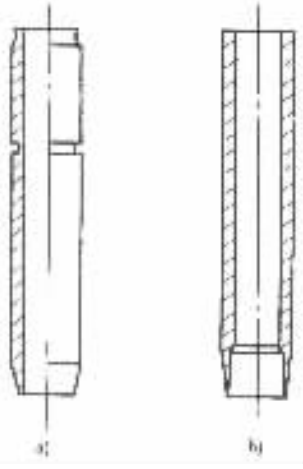


图 3－3－18 气门导管

四、气门弹簧

气门弹簧的功用是保证气门关闭时能紧密地与气门座或气门座圈贴合，并克服在气门开启时配气机构产生的惯性力，使传动件始终受凸轮控制而不相互脱离。

气门弹簧承受交变载荷，为保证其可靠的工作，气门弹簧应具有合适的刚度和足够的抗疲劳强度。通常气门弹簧采用高碳锰钢、铬钒钢等优质冷拔弹簧钢丝制造，并经热处理。为提高其疲劳强度，钢丝表面经抛光或喷丸处理。为了避免弹簧锈蚀，弹簧表面应镀锌、磷化或发蓝。弹簧的两个端面必须磨光并与弹簧轴线相垂直。

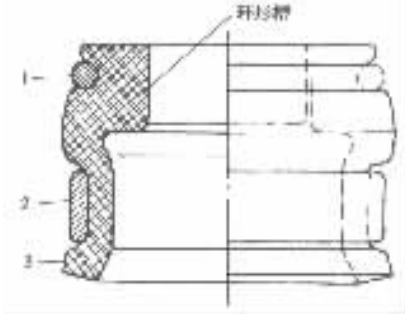


图 3－3－19 气门油封(通用 2.5L)

1－卡环；2－卡箍；3－氟橡胶油封

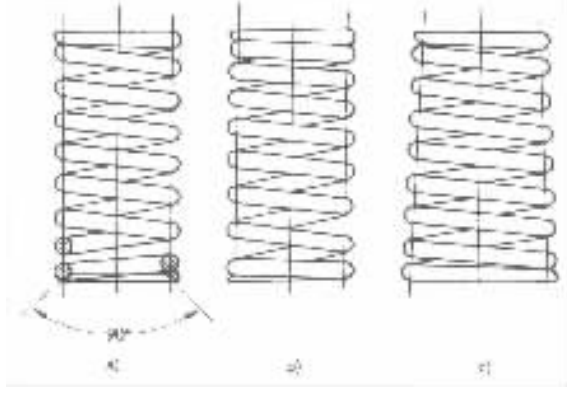


图 3－3－20 气门弹簧

气门弹簧一般为等螺距圆柱形螺旋弹簧(图 3－3－20a)。当气门弹簧的工作频率与其固有的振动频率相等或为整数倍时，气门弹簧就会发生共振。共振时将使配气定时遭到破坏，使气门发生反跳和冲击，甚至使弹簧折断。为防止共振的发生，可采取下列结构措施：

1)采用双气门弹簧在柴油机和高性能汽油机上广泛采用每个气门安装两个直径不同，旋向相反的内、外弹簧(参看图 3－3－7)。由于两个弹簧的固有频率不同，当一个弹簧发生共振时，另一个弹簧能起到阻尼减振作用。采用双气门弹簧可以减小气门弹簧的高度，而且当一个弹簧折断时，另一个弹簧仍可维持气门工作。弹簧旋向相反，可以防止折断的弹簧圈卡入另一个弹簧圈内使其不能工作或损坏。

2)采用变螺距气门弹簧(图 3－3－20b) 某些高性能汽油机采用变螺距单气门弹簧。变螺距弹簧的固有频率不是定值，从而可以避开共振。

3)采用锥形气门弹簧(图 3－3－20c) 锥形气门弹簧的刚度和固有振动频率沿弹簧轴线

方向是变化的，因此可以消除发生共振的可能性。

安装变螺距气门弹簧和锥形气门弹簧时，应该使螺距小的一端和弹簧大端朝向不动的气缸盖顶面。

4）采用气门弹簧振动阻尼器当采用一个等螺距圆柱形螺旋弹簧时，可在弹簧外圈加装弹簧振动阻尼器（参看图 3－3－11a）。

五、气门旋转机构

当气门工作时，如能产生缓慢的旋转运动，可使气门头部周向温度分布比较均匀，从而减小气门头部的热变形。同时，气门旋转时，在密封锥面上产生轻微的摩擦力，能够清除锥面上的沉积物。

强制式气门旋转机构如图 3－3－21 所示。在旋转机构的壳体 4 上有 6 个变深度的凹槽，凹槽中装有钢球 5 和复位弹簧 8，碟形弹簧 7 安装在旋转机构壳体 4 与气门弹簧座 3 之间。当气门关闭时，碟形弹簧并没有压紧在钢球上。这时钢球在复位弹簧的作用下位于凹槽的最浅处。当气门开启时，气门杆尾端受到的压力传到碟形弹簧，使碟形弹簧变形并压紧在钢球上，迫使钢球沿凹槽的斜面滚动，同时带动旋转机构的壳体和气门锁夹 6 以及气门 1 一起旋转一定的角度。

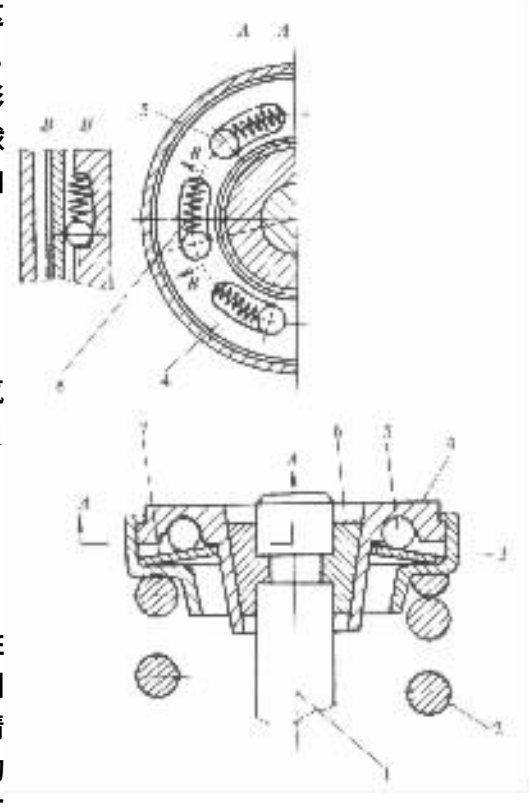


图 3－3－21　气门旋转机构

1－气门；2－气门弹簧；3－气门弹簧座；4－转机构壳体；5－钢球；6－气门锁夹；7－碟形弹簧；8－复位弹簧

第四节　气门传动组

由于气门驱动形式和凸轮轴位置的不同，气门传动组的零件组成差别很大（参看图 3－3－1～图 3－3－5）。

一、凸轮轴

1. 凸轮轴工作条件及材料

凸轮轴承受周期性的冲击载荷。凸轮与挺柱之间的接触应力很大，相对滑动速度也很高，因此，凸轮工作表面的磨损比较严重。针对这种情况，凸轮轴轴颈和凸轮工作表面除应该有较高的尺寸精度、较小的表面粗糙度和足够的刚度外，还应有较高的耐磨性和良好的润滑。

凸轮轴通常由优质碳钢或合金钢锻造，也可用合金铸铁或球墨铸铁铸造。轴颈和凸轮工作表面经热处理后磨光。

2. 凸轮轴构造

凸轮轴的构造如图 3－3－22 所示。由于凸轮轴是通过凸轮轴轴颈支承在凸轮轴轴承孔内的，因此凸轮轴轴颈数目的多少是影响凸轮轴支承刚度的重要因素。如果凸轮轴刚度不足，工作时将发生弯曲变形，这会影响配气定时。下置式凸轮轴每隔 1～2 个气缸设置一个凸轮轴

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

轴颈。如 EQ6100－1、YC6105QC、6135Q－2 等型六缸发动机均有七个凸轮轴轴颈，而 CA6102、6120、奔驰 0M421 等型发动机只有四个凸轮轴轴颈。上置式凸轮轴基本上是每隔一个气缸设置一个凸轮轴轴颈。如 CA488－3、依维柯 8140.01、雷诺 S8U 等四缸发动机的凸轮轴均有五个凸轮轴轴颈。有些四缸发动机的凸轮轴只有四个轴颈，如捷达、桑塔纳等轿车发动机。

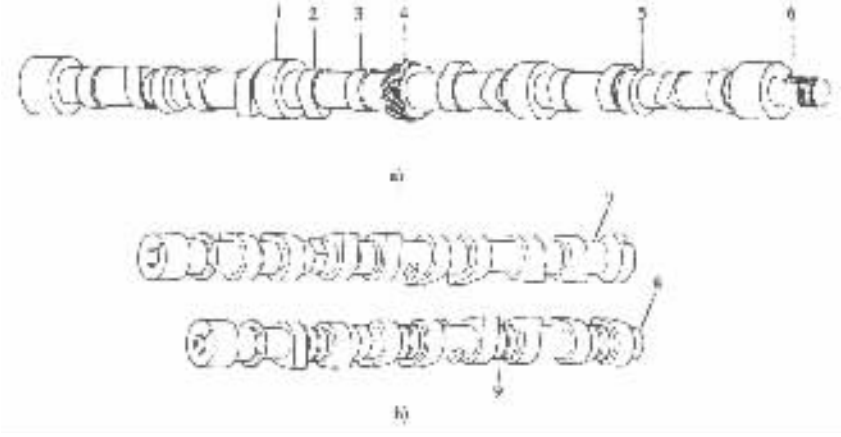


图 3－3－22 凸轮轴构造

a)直列六缸发动机凸轮轴(CA6102)；b)四气门直列四缸发动机双上置式凸轮轴

1－凸轮轴轴颈；2－进气凸轮；3－排气凸轮；4－分电器驱动齿轮；5－偏心轮；6－键槽；7－进气凸轮轴；8－排气凸轮轴；9－油槽

上置式凸轮轴的轴承若为剖分式结构时，各凸轮轴轴颈的直径均相等。下置式凸轮轴轴颈的直径由风扇端向飞轮端依次减小，目的是便于安装。

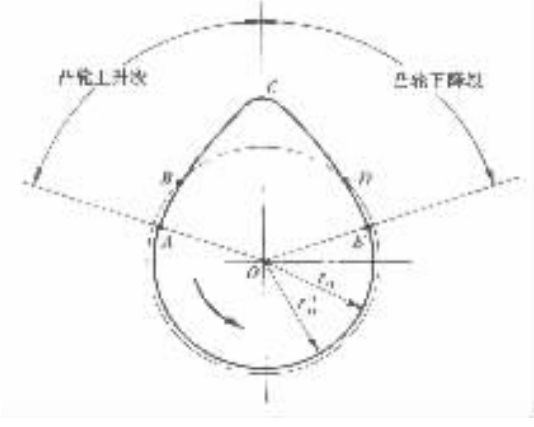


图 3－3－23 凸轮轮廓

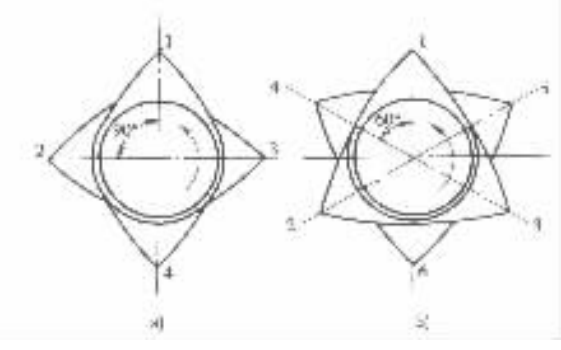


图 3－3－24 同名凸轮的相对角位置

进、排气门开启和关闭的时刻、持续时间以及开闭的速度等分别由凸轮轴上的进、排气凸轮控制。凸轮轮廓如图 3－3－23 所示。转速较低的发动机，其凸轮轮廓由几段圆孤组成，这种凸轮称为圆孤凸轮。高转速发动机则采用函数凸轮，其轮廓由某种函数曲线构成。图中 O 点为凸轮轴回转中心，也是以 r_0 为半径的实际基圆和以 r'_0 为半径的理论基圆的圆心。凸轮轮廓上的 AB 段和 DE 段为缓冲段，BCD 段为工作段。挺柱在 A 点开始升起，在 E 点停止运动。凸轮转到 AB 段内某一点处，气门间隙消除，气门开始开启。此后随着凸轮继续转动，气

门逐渐开大，至 C 点气门开度达到最大。再后气门逐渐关闭，在 DE 段内某一点处气门完全关闭，接着气门间隙恢复。气门最迟在 B 点开始开启，最早在 D 点完全关闭。由于气门开始开启和关闭落座时均在凸轮升程变化缓慢的缓冲段内，其运动速度较小，从而可以防止强烈的冲击。

凸轮轴上各同名凸轮（各进气凸轮或各排气凸轮）的相对角位置与凸轮轴旋转方向、发动机工作顺序及气缸数或作功间隔角有关。如果从发动机风扇端看凸轮轴逆时针方向旋转，则工作顺序为 1－3－4－2 的四缸发动机其作功间隔角为 720°/4＝180°曲轴转角，相当于 90°凸轮轴转角，即各同名凸轮间的夹角为 90°，如图 3－3－24a）所示。对于工作顺序为 1－5－3－6－2－4 的六缸发动机，其同名凸轮的相对角位置如图 3－3－24b）所示。

同一气缸的进、排气凸轮的相对角位置即异名凸轮相对角位置，决定于配气定时及凸轮轴旋转方向。

3．凸轮轴轴承

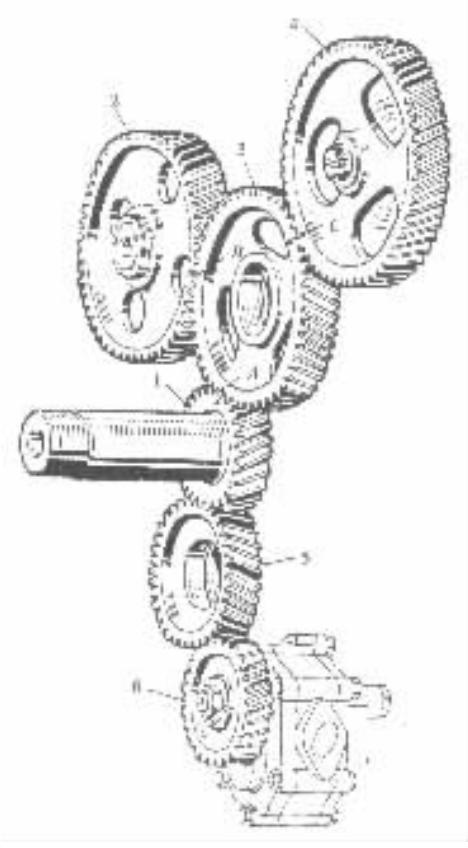


图 3－3－25　齿轮传动机（6120 型发动机）

1－曲轴定时齿轮；2－凸轮轴定时齿轮；3、5－中间齿轮；4－喷油泵定时齿轮；6－机油泵传动齿轮；A、B、C－定时记号

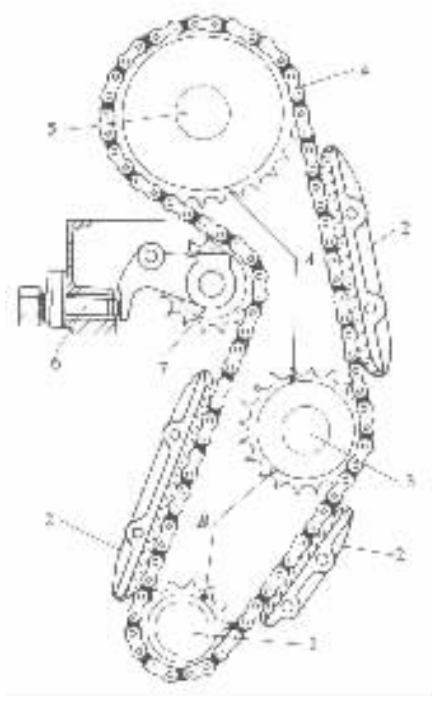


图 3－3－26　链传动机构

1－曲轴定时链轮；2－导链板；3－中间链轮；4－链条；5－凸轮轴定时链轮；6－液压张紧器；7－张紧轮；A、B－定时记号

中置式和下置式凸轮轴的轴承一般制成衬套压入整体式轴承座孔内，再加工轴承内孔，使其与凸轮轴轴颈相配合。上置式凸轮轴的轴承多由上、下两片轴瓦对合而成，装入剖分式轴承座孔内。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

轴承材料多与主轴承相同，在低碳钢钢背上浇敷减摩合金层。也有的凸轮轴轴承采用粉末冶金衬套或青铜衬套。

4. 凸轮轴传动机构

凸轮轴由曲轴驱动，其传动机构有齿轮式、链条式及齿形带式。

齿轮传动机构用于下置式和中置式凸轮轴的传动。汽油机一般只用一对定时齿轮，即曲轴定时齿轮和凸轮轴定时齿轮。柴油机需要同时驱动喷油泵，所以增加一个中间齿轮（图 3－3－25）。为了保证齿轮啮合平顺，噪声低，磨损小，定时齿轮都是圆柱螺旋齿轮并用不同的材料制造。曲轴定时齿轮用中碳钢制造，凸轮轴定时齿轮则采用铸铁或夹布胶木。为了保证正确的配气定时和喷油定时，在传动齿轮上刻有定时记号，装配时必须对正记号。

链传动机构用于中置式和上置式凸轮轴的传动（图 3－3－26），尤其是上置式凸轮轴的高速汽油机采用链传动机构的很多。链条一般为滚子链，工作时应保持一定的张紧度，不使其产生振动和噪声。为此在链传动机构中装有导链板并在链条的松边装置张紧器。

齿形带传动机构（图 3－3－27）用于上置式凸轮轴的传动。与齿轮和链传动机构相比具有噪声小、质量轻、成本低、工作可靠和不需要润滑等优点。另外，齿形带伸长量小，适合有精确定时要求的传动。因此，被越来越多的汽车发动机特别是轿车发动机所采用。齿形带由氯丁橡胶制成，中间夹有玻璃纤维，齿面粘覆尼龙编织物（图 3－3－28）。在使用中不能使齿形带与水或机油接触，否则容易引起跳齿。齿形带轮由钢或铁基粉末冶金制造。为了确保传动可靠，齿形带需保持一定的张紧力，为此在齿形带传动机构中也设置由张紧轮与张紧弹簧组成的张紧器。

5. 凸轮轴的轴向定位

为了限制凸轮轴在工作中产生的轴向移动或承受螺旋齿轮在传动时产生的轴向力，凸轮轴需要轴向定位。凸轮轴轴向移动量过大，对于由螺旋齿轮传动的凸轮轴，会影响配气定时。

上置式凸轮轴通常利用凸轮轴承盖的两个端面和凸轮轴轴颈两侧的凸肩进行轴向定位（图 3－3－29a）。其间的间隙 $\Delta = 0.1 \sim 0.2$mm，也就是凸轮轴的最大许用轴向移动量。

中、下置式凸轮轴的轴向定位通常采用止推板（图 3－3－29b）。在第一凸轮轴轴颈和凸轮轴定时齿轮之间装入调整环 5，在调整环外再套上止推板 6。止推板用螺栓固定在机体前端面上。调整环、凸轮轴定时齿轮毂与第一凸轮轴颈端面紧紧靠在一起。由于调整环比止推板厚 0.08～0.20mm，因此在止推板与凸轮轴定时齿轮毂或止推板与第一凸轮轴轴颈端面之间形成 0.08～0.20mm 的间隙，此间隙即为凸轮轴最大许用轴向移动量。欲改变凸轮轴轴向移动量，只需改变调整环的厚度即可。

第三种轴向定位的方法是止推螺钉定位（图 3－3－29c）。在定时传动室盖 7 上与凸轮轴前端相对应的位置拧入止推螺钉 9，使其端部与定时齿轮紧固螺栓 8 的六角头端面相距 $\Delta = 0.10 \sim 0.20$mm 时，将止推螺钉锁紧，即可实现凸轮轴的轴向定位。

二、挺柱

1. 挺柱的功用、材料及分类

挺柱是凸轮的从动件，其功用是将来自凸轮的运动和作用力传给推杆或气门，同时还承受凸轮所施加的侧向力，并将其传给机体或气缸盖。

挺柱工作时，其底面与凸轮接触。由于接触面积小，接触应力较大，因此摩擦和磨损都相当严重。此外，在凸轮不变方向的侧向力作用下，还加重了起导向作用的挺柱侧表面与挺柱孔

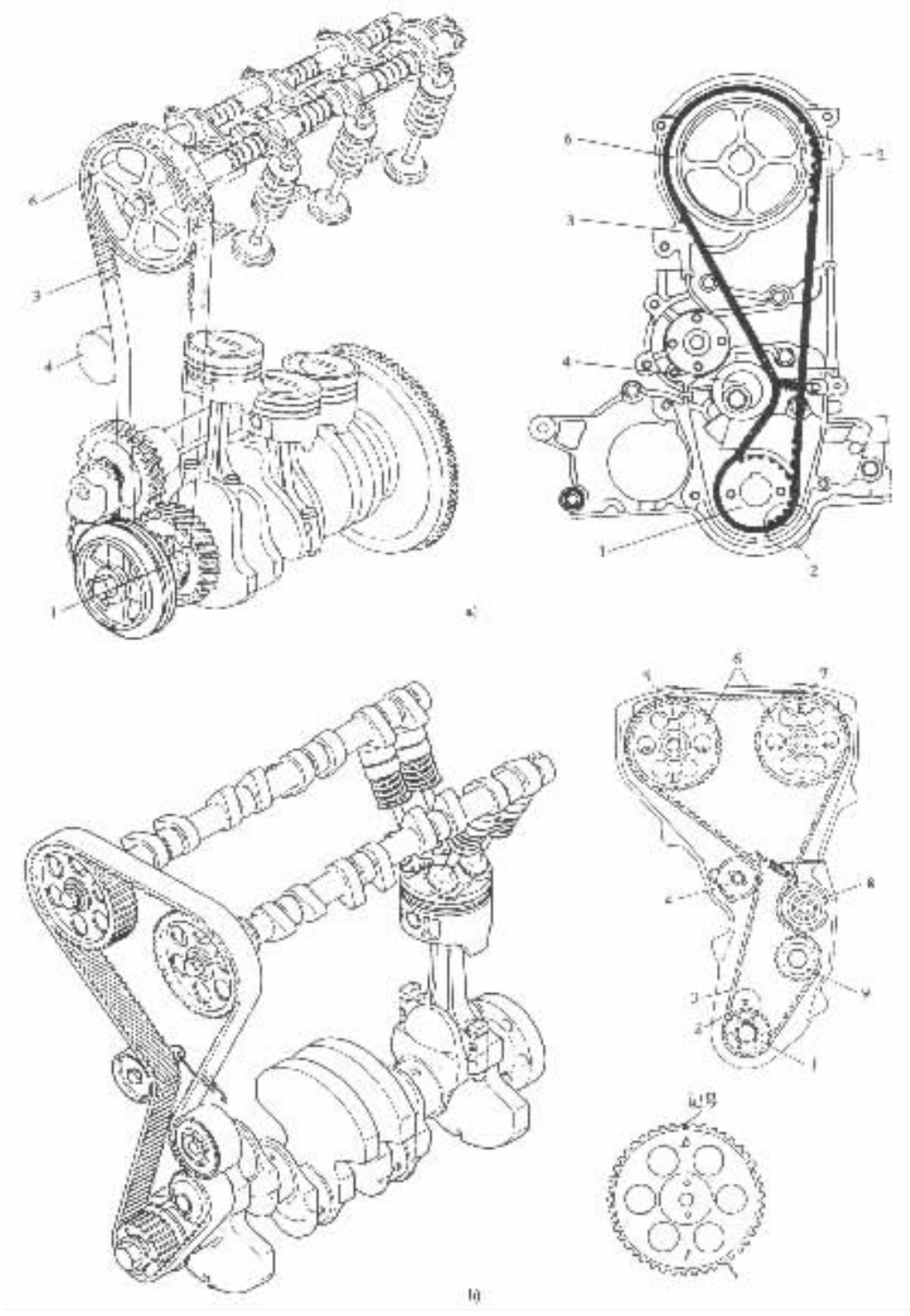


图 3－3－27　齿形带传动机构

a）SOHC 齿形带传动机构（夏利 TJ376Q）；b）DOHC 齿形带传动机构（马自达 FE）

1－曲轴定时齿形带轮；2－定时记号；3－齿形带；4－张紧轮；5－进气凸轮轴定时记号；6－凸轮轴定时齿形带轮；7－排气凸轮轴定时记号；8－中间轮；9－水泵传动齿形带轮

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

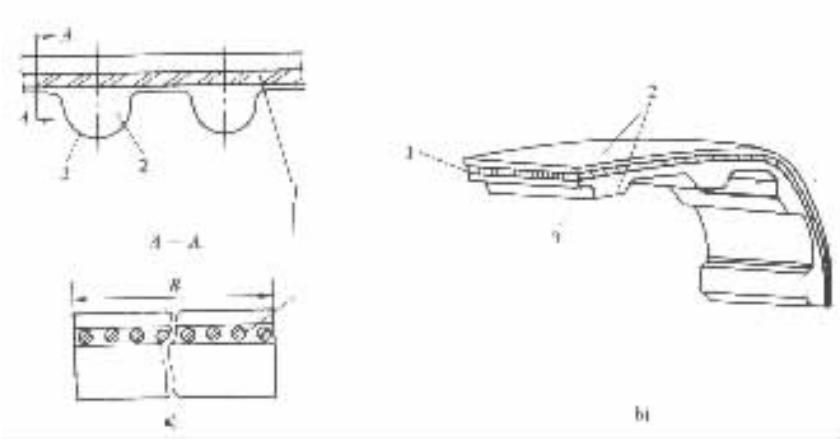


图 3－3－28 齿形带结构

a)圆弧齿齿形带；b)梯形齿齿形带

1－玻璃纤维；2－氯丁橡胶；3－尼龙编织物

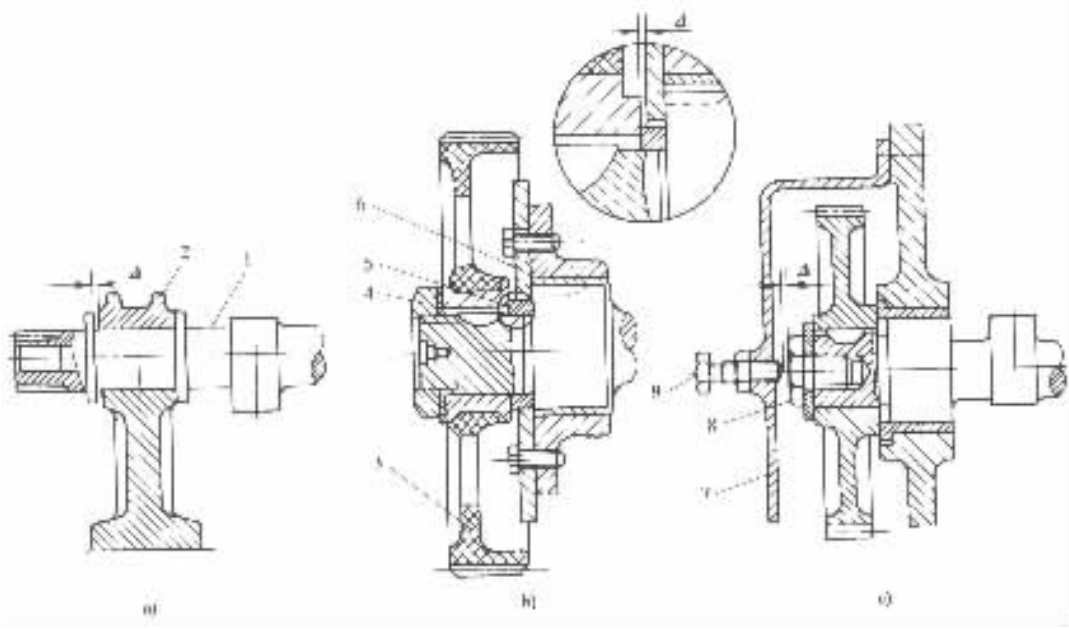


图 3－3－29 凸轮轴轴向定位方式

1－凸轮轴；2－凸轮轴承盖；3－凸轮轴定时齿轮；4－螺母；5－调整环；

6－止推板；7－定时传动室盖；8－螺栓；9－止推螺钉

的偏磨。因此，挺柱工作面应该耐磨损并应得到良好的润滑。

制造挺柱的材料有碳钢、合金钢、镍铬合金铸铁和冷激合金铸铁等。

挺柱可分为机械挺柱和液力挺柱两大类，每一类中又有平面挺柱和滚子挺柱等多种结构形式。

2. 机械挺柱

机械挺柱的结构形式如图 3－3－30 所示。其中薄壁杯形平面挺柱(图 3－3－30a)由于结

构简单，质量轻，在中、小型发动机中应用比较广泛。

挺柱上的推杆球面支座的半径比推杆球头半径略大，以便在两者中间形成楔形油膜来润滑推杆球头和挺柱上的球面支座。

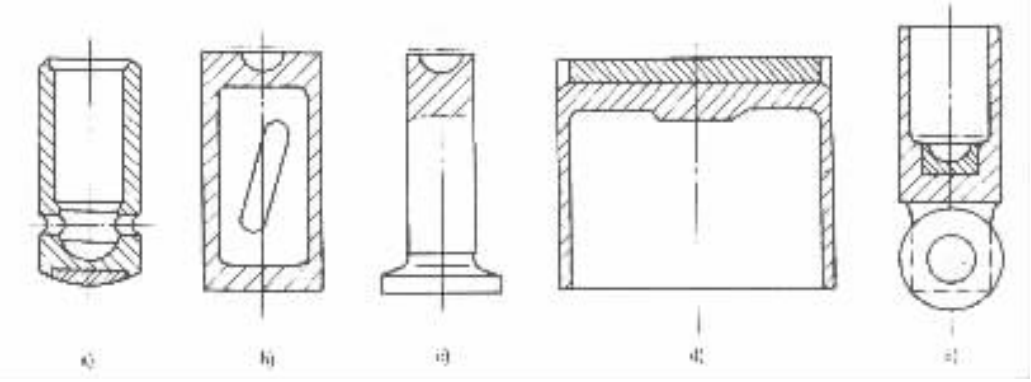


图 3－3－30　机械挺柱

a)杯形平面挺柱；b)听子形平面挺柱；c)菌形平面挺柱；d)吊杯形平面挺柱；e)滚子挺柱

为减轻平面挺柱工作面的磨损，可采取下列结构措施：

1)挺柱轴线偏离凸轮的对称轴线，偏心距 $e = 1 \sim 3\text{mm}$(图 3－3－31a)。发动机工作时凸轮与挺柱底面的摩擦力可使挺柱围绕其自身的轴线旋转，以达到挺柱底面磨损均匀的目的。

2)将挺柱底面作成半径为 $R = 500 \sim 1000\text{mm}$ 的球面，将凸轮工作面制成锥角很小的锥面(图 3－3－31b)。这样即使在挺柱轴线与凸轮对称轴线重合的情况下，由于凸轮与挺柱的接触点偏离挺柱轴线，在工作时接触点处的摩擦力也可使挺柱绕其自身轴线转动。

3)在挺柱底面镶嵌耐磨金属块(图 3－3－31b)。

4)将挺柱侧表面制成桶形。当挺柱在挺柱孔内歪斜时，由于桶形侧表面的自位作用，可以减小凸轮与挺柱底面以及挺柱侧表面与挺柱孔内表面的接触应力，从而减轻磨损并使磨损均匀。

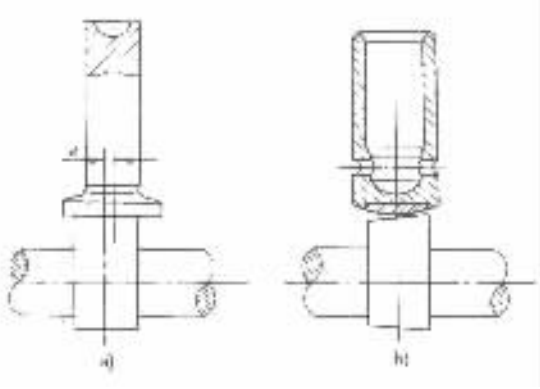


图 3－3－31　减轻挺柱底面磨损的结构措施

滚子挺柱的突出优点是摩擦和磨损小。但其结构比平面挺柱复杂(参看图 3－3－30e)，质量也比较大，多用于气缸直径较大的发动机上。

3. 液力挺柱

在配气机构中预留气门间隙将使发动机工作时配气机构产生撞击和噪声。为了消除这一弊端，有些发动机尤其是轿车发动机采用液力挺柱，借以实现零气门间隙。气门及其传动件因温度升高而膨胀，或因磨损而缩短，都会由液力作用来自行调整或补偿。

平面液力挺柱的构造如图 3－3－32a)所示。在挺柱体 1 中装有柱塞 2，在柱塞上端压入推杆支座 4。柱塞被柱塞弹簧 9 向上推压，其极限位置由卡环 3 限定。柱塞下端的单向阀保持架 6 内装有单向阀弹簧 7 和单向阀 8。发动机润滑系统中的机油经进油孔 11 进入内油腔 5，并在机油压力的作用下推开单向阀 8 充满高压腔 10。在液力挺柱内始终充满着机油。

www.chinaz.com

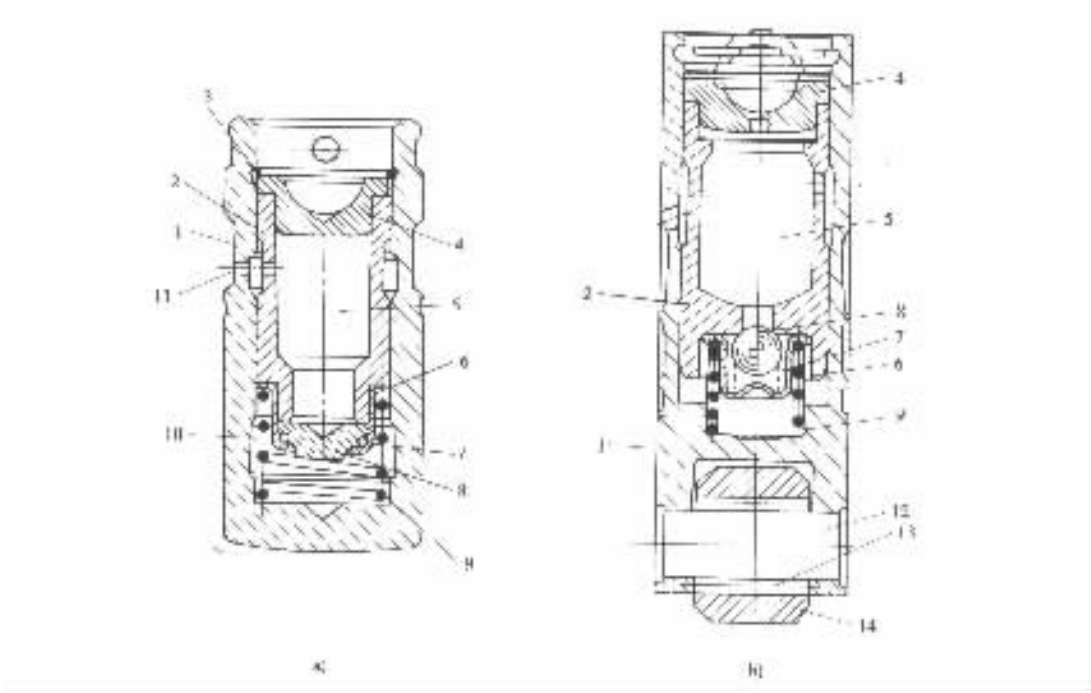


图 3－3－32 液力挺柱

a)平面液力挺柱(CASV100);b)滚子液力挺柱(GM2.5L)

1－挺柱体;2－柱塞;3－卡环;4－推杆支座;5－内油腔;6－单向阀保持架;7－单向阀弹簧;8－单向阀;9－柱塞弹簧;10－高压腔;11－进油孔;12－滚轮销;13－滚针轴承;14－滚轮

当气门关闭时,在柱塞弹簧的作用下,柱塞与推杆支座一起上移,使气门及其传动件相互接触而无间隙。当凸轮顶起挺柱时,挺柱体上移,高压腔内的机油压力遽然升高,使单向阀关闭,机油被封闭在高压腔内。由于机油不能压缩,因此液力挺柱如同机械挺柱一样向上移动,使气门开启。

在工作中会有少量机油从高压腔经挺柱体与柱塞之间的间隙泄漏出去,在气门关闭时将有相应数量的机油从内油腔经单向阀进入高压腔予以补充。

吊杯形液力挺柱(图 3－3－33)由挺柱体 1、柱塞 5、柱塞套 6、柱塞弹簧 11、单向阀保持架 8、单向阀弹簧 9 和单向阀 7 等构成。柱塞在柱塞套内滑动。柱塞和柱塞套构成高压腔 10,由单向阀封闭。外油腔 3 和内油腔 4 通过连通槽 2 连通。吊杯形液力挺柱的工作原理与平面液力挺柱类似。

液力挺柱结构复杂,加工精度高,磨损后无法调整只能更换。

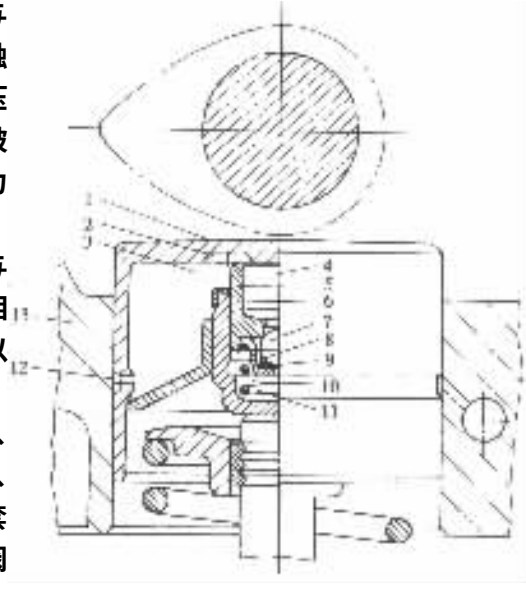


图 3－3－33 吊杯形液力挺柱

1－挺柱体;2－连通槽;3－外油腔;4－内油腔;5－柱塞;6－柱塞套;7－单向阀;8－单向阀保持架;9－单向阀弹簧;10－高压腔;11－柱塞弹簧;12－进油孔;13－气缸盖

三、推杆

推杆处于挺柱和摇臂之间，其功用是将挺柱传来的运动和作用力传给摇臂。

在凸轮轴下置式的配气机构中，推杆是一个细长杆件，加上传递的力很大，所以极易弯曲。因此，要求推杆有较好的纵向稳定性和较大的刚度。

推杆一般用冷拔无缝钢管制造，两端焊上球头和球座（图 3－3－34c）。也可以用中碳钢制成实心推杆（图 3－3－34a），这时两端的球头或球座与推杆锻成一个整体。对于机体和气缸盖都是用铝合金制造的发动机，宜采用锻铝或硬铝制造推杆，并在其两端压入钢制球头和球座（图 3－3－34b），其目的是当发动机温度变化时，不致因为材料热膨胀系数的不同而引起气门间隙的改变。

推杆两端的球头或球座均需淬硬和磨光，以提高其耐磨性。

图 3－3－34　推杆

1－球座；2－球头

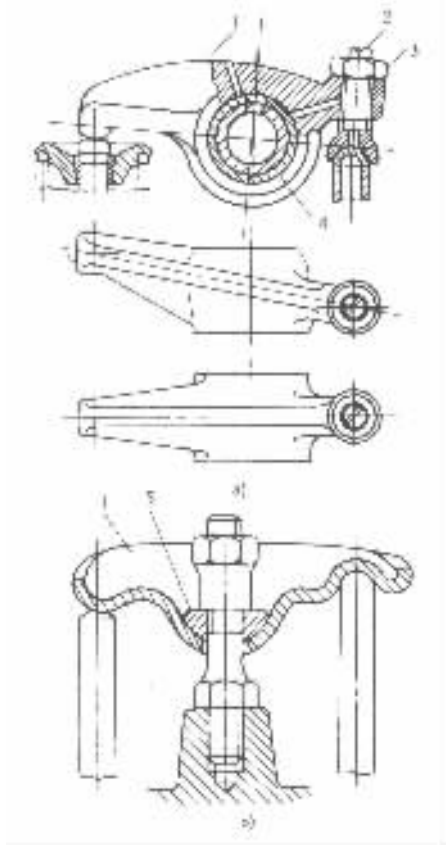


图 3－3－35　摇臂

1－摇臂；2－气门间隙调整螺钉；3－锁紧螺母；4－摇臂衬套；5－摇臂支点球座

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

四、摇臂

摇臂的功用是将推杆或凸轮传来的运动和作用力，改变方向传给气门使其开启。

摇臂在摆动过程中承受很大的弯矩，因此应有足够的强度和刚度以及较小的质量。摇臂由锻钢、可锻铸铁、球墨铸铁或铝合金制造。

摇臂是一个双臂杠杆，以摇臂轴为支点，两臂不等长（图 3－3－35a）。短臂端加工有螺纹孔，用来拧入气门间隙调整螺钉。长臂端加工成圆孤面，是推动气门的工作面。由于摇臂工作面与气门杆尾端面的接触应力很大，且有相对滑移，因此磨损严重，通常圆弧工作面需在淬火后磨光。为使摇臂在尽可能小的质量下有较大的强度和刚度，特将摇臂制成“T”字形或“工”字形断面。图 3－3－35b）所示为薄板冲压而成的摇臂，它与液力挺柱联用，所以摇臂上不安装气门间隙调整螺钉。

摇臂孔内镶有衬套并通过空心的摇臂轴支承在摇臂轴座上，后者固定在气缸盖上。摇臂在摇臂轴上的位置由限位弹簧或挡圈限定。

摇臂衬套与摇臂轴、摇臂工作面与气门杆尾端面以及气门间隙调整螺钉的球头或球座与推杆的球座或球头均需要润滑。为此将机油从机体经气缸盖和摇臂轴座中的油道引入摇臂轴，再从摇臂轴、摇臂衬套和摇臂上的油孔流向摇臂两端。

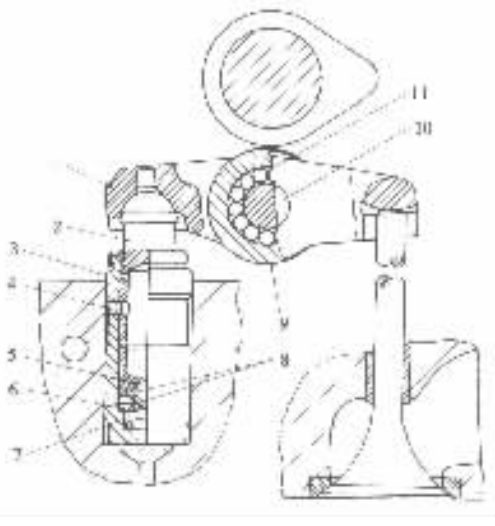


图 3－3－36 摆臂与气门间隙自动补偿器

1－摆臂；2－柱塞；3－壳体；4－进油孔；5－单向阀；6－柱塞弹簧；7－高压腔；8－单向阀保持架及单向阀弹簧；9－滚轮；10－销轴；11－滚针

五、摆臂与气门间隙自动补偿器

摆臂的功用与摇臂相同。两者的区别只在于摆臂是单臂杠杆，其支点在摆臂的一端（图 3－3－36 和参看图 3－3－4）。为了减轻摩擦和磨损，可将凸轮与摆臂的接触方式由滑动（参看图 3－3－4）改为滚动（图 3－3－36）。

当摆臂以摆臂支座为支点时（参看图 3－3－4），在摆臂上需要装设气门间隙调整螺钉或气门间隙调整块。在许多轿车发动机上用气门间隙自动补偿器代替摆臂支座（图 3－3－36）实现零气门间隙。气门间隙自动补偿器无论是结构或是工作原理都与液力挺柱相同，仅是摆臂的一个支承而已。因此，它既是摆臂的支座又是补偿气门间隙变化的装置。

第四章　化油器式发动机的燃油系统

第一节　汽油及其使用性能

汽油是汽油机的燃料。汽油是石油制品，它是多种烃的混合物，其主要化学成分是碳(C)和氢(H)。

汽油在发动机气缸内燃烧时，如果氧气充足且与汽油蒸气混合均匀，则燃烧完全，其燃烧产物为二氧化碳(CO_2)和水(H_2O)；若氧气不足或混合不良，则燃烧不完全，这时燃烧产物中除包含 CO_2 和 H_2O 之外，还有一氧化碳(CO)和碳氢化合物(HC)。CO 和 HC 都是有害排放物，对环境造成污染。

汽油使用性能的好坏对发动机的动力性、经济性、可靠性和使用寿命都有很大的影响。因此，车用汽油需要满足许多要求。

1. 良好的蒸发性

蒸发性良好的汽油能在极短的时间内完全蒸发汽化，并与空气均匀混合形成可燃混合气，保证发动机在各种条件下都能迅速起动、加速和正常运转。若蒸发性不好，则汽油不能完全汽化，不能形成均匀的混合气，致使燃烧不完全，从而造成燃油消耗量增加、有害排放物增多。同时，未蒸发的汽油还会冲掉气缸壁上的润滑油膜，使气缸和活塞磨损加剧，因此不宜使用蒸发性不好的汽油。但是汽油的蒸发性太好，在使用中容易发生“气阻”，即汽油在管路中蒸发形成气泡，阻碍汽油流通，使供油不畅，甚至中断，造成发动机熄火。

汽油的蒸发性用馏程和饱和蒸气压评定。馏程是指燃油在规定条件下蒸馏出某一百分比的温度范围。饱和蒸气压则是指在规定条件下燃油和燃油蒸气达到平衡状态时，燃油蒸气的压力。在国家标准中，对车用汽油的馏程和饱和蒸气压都有明确而又严格的规定(表 3－4－1)。

2. 高抗爆性

可燃混合气在压缩过程终了时利用火花塞点燃。在正常燃烧的情况下，火焰从火花塞端一直传播到远离火花塞的末端。若在火焰传播过程中，末端混合气自行发火燃烧，这时气缸内

表 3－4－1　我国车用汽油国家标准(GB 484—93)

项　目		90 号	93 号	97 号
辛烷值 RON	不小于	90	93	97
抗爆指数	不小于	85	89	92
含铅量(g/L)	不大于	0.35	0.45	0.45
馏出 10%温度(℃)	不高于	70		
馏出 50%温度(℃)	不高于	120		
馏出 90%温度(℃)	不高于	190		
终馏点(℃)	不高于	205		

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

（续）

项 目		90 号	93 号	97 号
残留量（%）（体）	不大于		2	
蒸气压（kPa）				
从 9 月 1 日至 2 月 29 日	不大于		88	
从 3 月 1 日至 8 月 31 日	不大于		74	
实际胶质［mg/（100mL）］	不大于		5	
诱导期（min）	不小于		480	
硫含量（%）（质）	不大于		0.15	
硫醇（需满足二者要求之一）：				
博氏试验			通过	
硫醇含硫量（%）	不大于		0.001	
铜片腐蚀（50℃，3h）/级	不大于		1	
水溶性酸或碱			无	
酸度［mg KOH/（100mL）］	不大于		3	
机械杂质及水分			无	

的压力急剧增高，并发生强烈的振荡，在气缸内产生清脆的金属敲击声，称这种不正常燃烧现象为爆燃。严重的爆燃将使发动机过热，功率下降，发动机磨损加剧，甚至损坏发动机零件。汽油在发动机气缸内燃烧时不发生爆燃的能力称作汽油的抗爆性。燃用高抗爆性的汽油，可以提高发动机的压缩比而不会发生爆燃，从而可以提高发动机的热效率。

汽油的抗爆性用辛烷值评定。辛烷值越高，抗爆性越好。汽油的辛烷值是在规定条件下在标准的试验机上测定的。由于试验条件的不同，而有马达法辛烷值（MON）和研究法辛烷值（RON）之分。同一种汽油的 RON 比其 MON 高 6～10 个单位。

近年来美国及其它一些国家采用抗爆指数这一新指标来评定汽油的抗爆性。抗爆指数被定义为 RON 和 MON 的平均数。即：

$$\text{抗爆指数 } A_i = \frac{1}{2}(\text{RON} + \text{MON})$$

目前，在我国国家标准中用 RON 划分车用汽油牌号，而有的国家则用抗爆指数 A_i 划分车用汽油牌号。

从 20 世纪初开始在汽油中加入四乙基铅液［$Pb(C_2H_5)_4$］以大辐度的提高汽油的辛烷值。但是到了 60 年代以后，随着汽车的大量生产和使用，含铅汽油的危害逐步为人们所认识。四乙基铅的危害主要有以下几个方面：

1）燃用含铅汽油的发动机排气中有铅毒，直接污染环境，特别是对少儿智力发育有损害。

2）含铅的排气使催化转换器中的催化剂中毒失效，使排气净化装置不起净化作用。

3）燃用含铅汽油时，会大大增加发动机燃烧室的积炭和结胶，从而明显地增加发动机运动件的磨损。

鉴于燃用含铅汽油的危害，世界各国都在限制或禁止使用含铅汽油。

无铅汽油不加任何着色剂，无色透明。含铅汽油则呈淡黄色。

此外，在国家标准（表 3－4－1）中还规定用实际胶质和诱导期来评价汽油的安定性；用硫含量、铜片腐蚀、水溶性酸或碱以及酸度作为汽油防腐性的评价指标；用机械杂质及水分评定汽油的清洁性。

汽车发动机必须使用符合标准的车用汽油。

第二节　燃油系统的功用及组成

燃油系统的功用是根据发动机运转工况的需要，向发动机供给一定数量的、清洁的、雾化良好的汽油，以便与一定数量的空气混合形成可燃混合气。同时，燃油系统还需要储存相当数量的汽油，以保证汽车有相当远的续驶里程。

化油器式发动机燃油系统中最重要的部件是化油器，它是实现燃油系统功用、完成可燃混合气配制的主要装置。此外，燃油系统还包括燃油箱、汽油滤清器、汽油泵、油气分离器、油管和燃油表等辅助装置，其组成如图 3－4－1 所示。

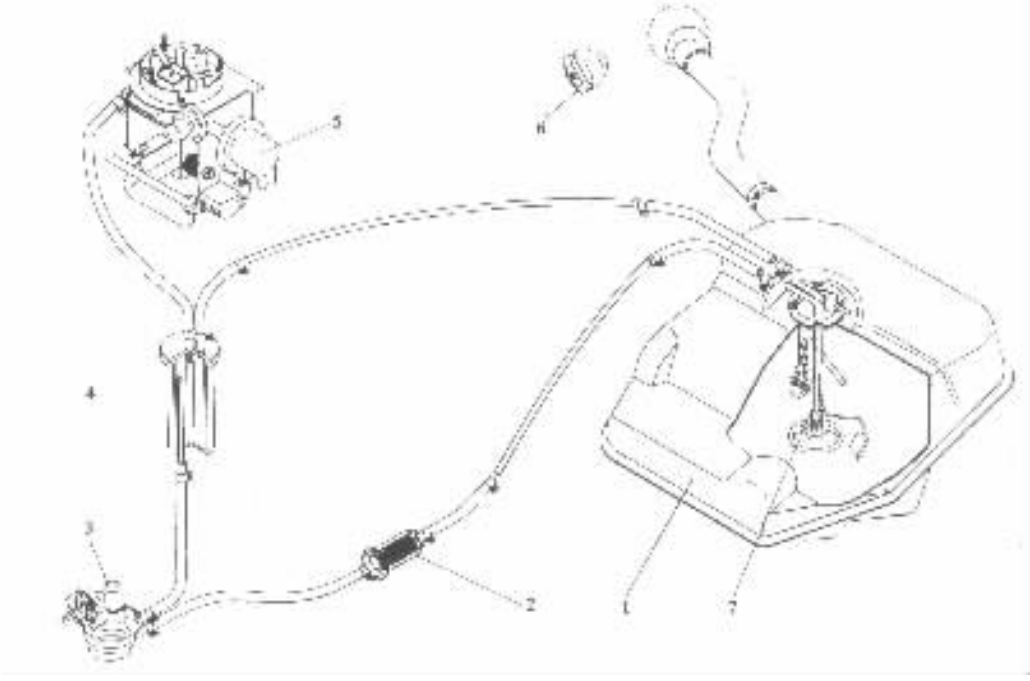


图 3－4－1　燃油系统组成（CA488－3）

1－燃油箱；2－汽油滤清器；3－汽油泵；4－油气分离器；

5－化油器；6－燃油箱盖；7－燃油表传感器

第三节　发动机运转工况对可燃混合气成分的要求

一、可燃混合气的形成过程

汽车发动机的可燃混合气形成时间很短，从进气过程开始算起到压缩过程结束为止，总共也只有 0.01～0.02s 的时间。要在这样短的时间内形成均匀的可燃混合气，关键在于汽油的雾化和蒸发。所谓雾化就是将汽油分散成细小的油滴或油雾。良好的雾化可以大大增加汽油的蒸发表面积，从而提高汽油的蒸发速度。另外，混合气中汽油与空气的比例应符合发动机运转工况的需要。因此，混合气形成过程就是汽油雾化、蒸发以及与空气配比和混合的过程。

在进气过程中，进气门开启，空气经空气滤清器 1、化油器 2、进气支管 10 和进气门 11 流进气缸 12(图 3－4－2)。在整个空气流道中，喉管 4 的喉部截面积较小，空气流过时流速增大，静压力减小，从而造成喉部压力低于大气压力。浮子室 6 与大气相通，故浮子室液面上的压力基本上是大气压力。主喷管 8 的出口位于喉管 4 的喉部，因此其出口压力等于喉部压力。在大气压力与喉部压力之差，(即喉管真空度)的作用下，汽油从浮子室 6 经主量孔 7 和主喷管 8 喷入喉管 4 中，并受到流经喉管的高速空气流的冲击，分散成细小的油滴。这些细小的油滴在随空气流动的过程中不断蒸发汽化并与空气混合，其中粒径较大的油滴将沉积在进气歧管的内壁上形成油膜。油膜在气流的推动下缓慢地流向气缸。为了促使油膜在流进气缸之前蒸发殆尽，在进气歧管外壁附设进气预热套 9，利用发动机排气或循环冷却液对进气歧管加热，以加速油膜蒸发。汽油蒸发并与空气混合形成均匀可燃混合气的过程将一直持续到压缩过程结束。

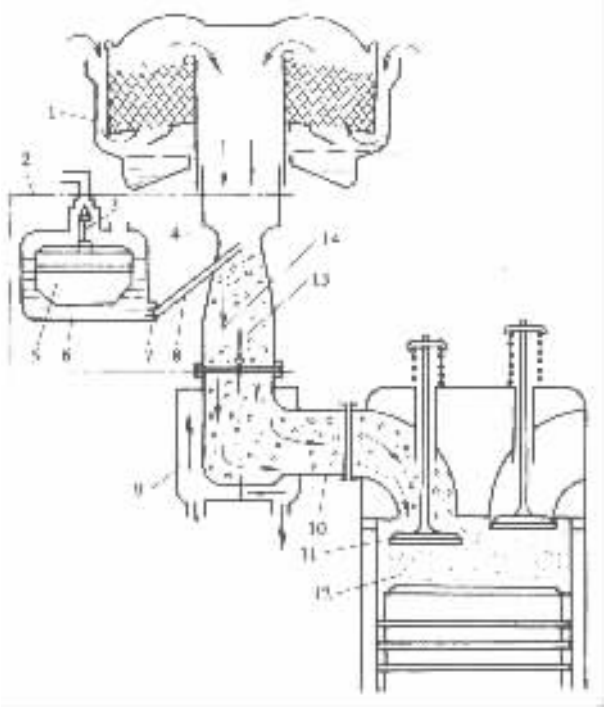


图 3－4－2 可燃混合气的形成过程

1－空气滤清器；2－化油器；3－进油针阀；4－喉管；5－浮子；6－浮子室；
7－主量孔；8－主喷管；9－进气预热套管；10－进气支管；11－进气门；
12－气缸；13－节气门；14－化油器混合室

汽车在行驶当中情况不断变化，要求发动机输出的功率也作相应的变化。欲改变发动机功率需改变供人气缸内的可燃混合气数量，为此，化油器中设有节气门 13。节气门开度不同，进入气缸内的混合气数量也不同。当节气门开大时，空气流动阻力减小，空气流量增加。流速增大，其静压力进一步下降，喉管真空度相应增大，这时通过主喷管喷出的汽油数量增多。即当节气门开大时，进入气缸的混合气数量增多，发动机功率随之增加。节气门通过一系列杆件与驾驶室内的加速踏板相连，驾驶员通过踩踏加速踏板来改变节气门的开度。

为了保证可燃混合气中空气与汽油的比例符合发动机运转工况的要求，需控制空气流量

和汽油流量。在气缸真空度一定时，空气流量决定于喉管的形状和尺寸。在喉管真空度一定时，汽油流量决定于主量孔的形状和尺寸。因此，这两个零件都是单独加工制成之后安装到化油器上的。

应当指出，当主量孔的形状和尺寸一定时，通过主量孔的汽油流量决定于主量孔前后的压力差。主量孔前的压力基本恒定，主量孔后的压力取决于喉管真空度或主量孔后的真空度的大小。换言之，通过主量孔的汽油流量决定于喉管真空度或主量孔后真空度的大小。

二、可燃混合气成分的表示法

可燃混合气中空气与燃油的比例称为可燃混合气成分或可燃混合气浓度，通常用过量空气系数和空燃比表示。

1. 过量空气系数

燃烧 1kg 燃油实际供给的空气质量与完全燃烧 1 妇燃油的化学计量空气质量之比为过量空气系数，记作 ϕ_a。即

$$\phi_a = \frac{\text{燃烧 1kg 燃油实际供给的空气质量}}{\text{完全燃烧 1kg 燃油的化学计量空气质量}}$$

$\phi_a = 1$ 的可燃混合气称为理论混合气；$\phi_a < 1$ 的称为浓混合气；$\phi_a > 1$ 的则称为稀混合气。

2. 空燃比

可燃混合气中空气质量与燃油质量之比为空燃比，记作 α。即

$$\alpha = \frac{\text{空气质量}}{\text{燃油质量}}$$

按照化学反应方程式的当量关系，可求出 1kg 汽油完全燃烧所需空气质量即化学计量空气质量约为 14.8kg。显然，$\alpha = 14.8$ 的可燃混合气为理论混合气；$\alpha < 14.8$ 的为浓混合气；$\alpha > 14.8$ 的为稀混合气。空燃比 $\alpha = 14.8$ 称为理论空燃比或化学计量空燃比。

过量空气系数 ϕ_a 与空燃比 α 在数值上的对应关系如表 3－4－2 所列。

表 3－4－2　ϕ 与 α 数值对应关系

ϕ	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0	1.1	1.2	1.3	1.4
α	8.9	10.4	11.8	13.3	14.8	16.3	17.8	19.2	20.7

试验证明，当燃用 $\phi_a = 1.05 \sim 1.15$ 的可燃混合气时，燃烧完全，燃油消耗率最低，故称这种混合气为经济混合气，其混合比为经济混合比。当 $\phi_a = 0.85 \sim 0.95$ 时，混合气燃烧速度最快，热损失最小。这时发动机的有效功率最大，故称此种混合气为功率混合气，其混合比为功率混合比。

实验还证明，混合气过浓或过稀都不能着火燃烧。在一般情况下，混合气浓到 $\phi_a = 0.4 \sim 0.5$ 或混合气稀到 $\phi_a = 1.3 \sim 1.4$ 火焰便不能传播。通常称前者为火焰传播上限，称后者为火焰传播下限。

如上所述，可燃混合气成分直接影响发动机的性能及发动机能否正常运转，而且使用同一种成分的混合气不可能同时获得最大功率和最低燃油消耗率。

三、化油器特性及发动机各种工况对混合气成分的要求

随着汽车行驶速度和牵引功率的不断变化，汽车发动机的转速和负荷也在很大范围内频

杨柳春图书 ... 免费下载

繁变动。为适应发动机工况的这种变化,可燃混合气成分应该随发动机转速和负荷作相应的调整。因为转速改变时,混合气成分的变化远不如负荷改变时那么大,所以其实际意义很小。因此,通常把混合气成分随发动机负荷的变化关系称为化油器特性,如图 3-4-3 所示。图中曲线 1、2 分别代表在发动机各种负荷下或各种节气门开度下获得最大功率和最低燃油消耗率时的混合气成分(ϕ_a)。显然,欲获得最大功率,混合气应该较浓;欲获得最低燃油消耗率,混合气应该较前者稍稀。在曲线 1、2 之间所限定的区域是发动机改变负荷时化油器调整的合理范围。当发动机在一定的工况下运转时,化油器只能供应一定 ϕ_a 值的可燃混合气,该 ϕ_a 值究竟应该考虑最大功率的要求,还是照顾最低燃油消耗率的要求,或者在二者之间适当折中,这需要视汽车的类型及其对发动机所提出的要求而定。

对于一般的汽车发动机来说,各种运转工况对混合气成分的要求如下所述。

1. 冷起动

发动机在冷起动时,因温度低汽油不容易蒸发汽化,再加上起动时转速低(50~100r/min),空气流过化油器的速度很低,汽油雾化不良,致使进入气缸的混合气中汽油蒸气太少,混合气过稀,不能着火燃烧。为使发动机能够顺利起动,要求化油器供给声。约为 0.2~0.6 的浓混合气,以使进入气缸的混合气在火焰传播界限之内。

2. 怠速

怠速是指发动机对外无功率输出的工况。这时可燃混合气燃烧后对活塞所作的功全部用来克服发动机内部的阻力,使发动机以低转速稳定运转。目前,汽油机的怠速转速为 700~900r/min,在怠速工况,节气门接近关闭,吸入气缸内的混合气数量很少。在这种情况下气缸内的残余废气量相对增多,混合气被废气严重稀释,使燃烧速度减慢甚至熄火。为此要求供给 $\phi_a=0.6\sim0.8$ 的浓混合气,以补偿废气的稀释作用。

3. 小负荷

小负荷工况时,节气门开度在 25% 以内。随着进入气缸内的混合气数量的增多,汽油雾化和蒸发的条件有所改善,残余废气对混合气的稀释作用相对减弱。因此,应该供给 $\phi_a=0.7\sim0.9$ 的混合气。虽然,比怠速工况供给的混合气稍稀,但仍为浓混合气,这是为了保证汽油机小负荷工况的稳定性,如图 3-4-3 中曲线 3 的小负荷段所示。

4. 中等负荷

中等负荷工况节气门的开度在 25%~85% 范围内。汽车发动机大部分时间在中等负荷下工作,因此应该供给 $\phi_a=1.05\sim1.15$ 的经济混合气,以保证发动机有较好的燃油经济性。从小负荷到中等负荷,随着负荷的增加,节气门逐渐开大,混合气逐渐变稀(图 3-4-3 曲线 3 的中负荷段)。

5. 大负荷和全负荷

发动机在大负荷或全负荷工作时,节气门接近或达到全开位置。这时需要发动机发出最大功率以克服较大的外界阻力或加速行驶。为此应该相应于最低燃油消耗率供给 $\phi_a=0.85\sim0.95$ 的功率混合气。从中等负荷转入大负荷时,混合气由经济混合比加浓到功率混合比,如图 3-4-3 中曲线 3 的大负荷段所示。

6. 加速

汽车在行驶过程中,有时需要在短时间内迅速提高车速。为此,驾驶员要猛踩加速踏板,使节气门突然开大,以期迅速增加发动机功率。这时虽然空气流量迅速增加,但是由于汽油的密度比空气密度大得多,即汽油的流动惯性远大于空气的流动惯性,致使汽油流量的增加比空

气流量的增加滞后一段时间。另外，节气门开大，进气歧管的压力增加，不利于汽油的蒸发汽化。因此，在节气门突然开大时，将会出现混合气瞬时变稀的现象。这不仅不能使发动机功率增加、汽车加速，反而有可能造成发动机熄火。为了避免发生此种现象，保证汽车有良好的加速性能，在节气门突然开大空气流量迅速增加的同时，由化油器中附设的特殊装置瞬时快速地供给一定数量的汽油，使变稀的混合气得到重新加浓。

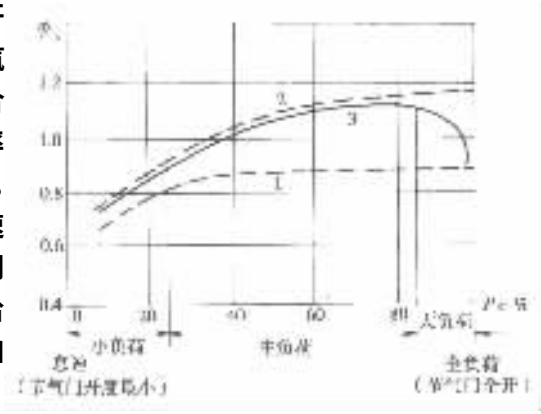


图 3－4－3　化油器特性

1－相应于最大功率时的 ϕ_a 值；2－相应于最低燃油消耗时的 ϕ_a 值；3－理想化油器特性

综上所述，对于经常在中等负荷下工作的汽车发动机，为了保持其正常的运转，从小负荷到中等负荷要求化油器能随着负荷的增加，供给由浓逐渐变稀的混合气，直到供给经济混合气，以保证发动机工作的经济性。从大负荷到全负荷阶段，又要求混合气由稀变浓，最后加浓到功率混合气，以保证发动机发出最大功率。满足上述要求的化油器特性称为理想化油器特性，图 3－4－3 中的曲线 3 即为理想化油器特性。

在进行化油器与发动机的匹配试验时，理想化油器特性是化油器调整的依据，也是确定化油器结构方案、选择各种油量孔和空气量孔尺寸的基础，所以一个调整好的化油器，其实际供油特性应当和理想化油器特性基本相符。

第四节　现代车用化油器的基本结构及附属装置

化油器的功用是在发动机任何转速、任何负荷、任何大气状况下，向发动机供给一定数量且成分符合发动机工况要求的可燃混合气。借助化油器的各工作系统及一些附属装置来实现这一功能。

一、现代化油器的基本结构

1. 浮子系统

1）浮子系统的功用及组成浮子系统是存储汽油并使浮子室内的油面保持恒定的装置。它由浮子室、浮子和进油针阀等组成（图 3－4－4）。

当发动机工况不变时，如果浮子室内的油面忽高忽低，那么从主喷管喷出的汽油数量将会忽多忽少，从而破坏了正确的可燃混合气成分。

现代车用化油器浮子室的顶部通常有两个孔，一个通向阻风门前空气滤清器后，以消除空气滤清器堵塞后对混合气成分的影响，此孔称平衡孔 4。有平衡孔的浮子室称平衡式浮子室。另一个通气孔 6 通向汽油蒸发控制系统中的炭罐，以回放从浮子室蒸发的汽油蒸气，防止其逸入大气污染环境。

2）浮子系统工作过程和安装方向　当油面低于规定高度时，浮子下沉，带动进油针阀将进油孔开启，汽油充入浮子室 如果油面达到了规定高度，浮子升起并带动进油针阀将进油孔关闭，中断向浮子室供油。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

为了不使汽油在停车时从主喷管自动溢出，浮子室内的油面应比主喷管口低 5～8mm。

当把化油器安装在发动机上时，应把浮子室朝向汽车的行驶方向(图 3－4－5)。这样，当汽车加速或上坡时，混合气有加浓的倾向，有利于提高发动机功率；当汽车减速或下坡时，混合气有变稀的倾向，有利于改善发动机燃油经济性。

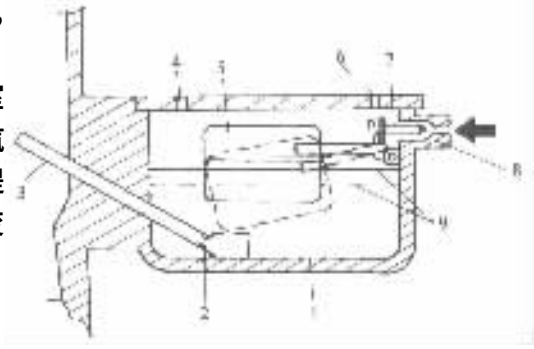


图 3－4－4 浮子系统示意图

1－浮子室；2－主量孔；3－主喷管；4－平衡孔；5－浮子；6－通气孔；7－进油针阀；8－针阀座；9－油面

2. 怠速系统

1)怠速系统的功用及组成

怠速系统的功用是向在怠速工况工作的发动机供给浓混合气。

发动机在怠速时，转速很低，节气门接近关闭，流过化油器喉管的空气量很少，流速也很低。这时喉管真空度很小，不足以将汽油从主喷管吸出。因此，发动机在怠速工况工作时须由另外设置的怠速系统供油。

怠速系统(图 3－4－6a)由怠速油道、怠速量孔、怠速喷口、怠速空气道、怠速空气量孔、过渡喷口、怠速调整螺钉和节气门最小开度限止螺钉等组成。

2)怠速系统的工作过程 当节气门 1 接近关闭时，节气门后的真空度很大。将怠速喷口设置在节气门后，即可利用其较大的真空度将汽油从浮子室 12 经怠速量孔 10 吸入怠速油道 8。与此同时，有少量空气经怠速空气道 7 和怠速空气量孔 6 也被吸入怠速油道。汽油与空气在怠速油道内混合成泡沫状经怠速喷口 3 喷出，并受到高速流过节气门边缘的空气流的吹拂而雾化蒸发。在此期间还有少量空气经过渡喷口 5 进入怠速油道(图 3－4－6b)，起到增进汽油泡沫化的作用。

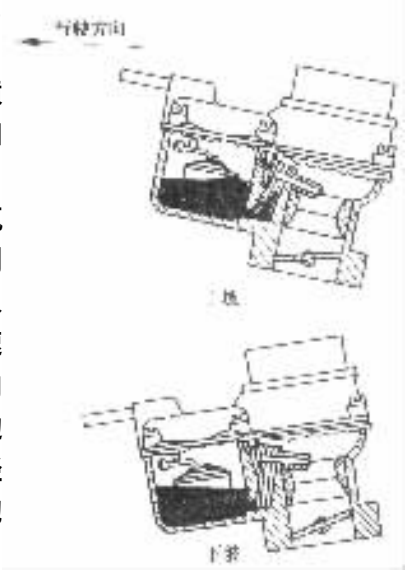


图 3－4－5 化油器安装方向

怠速系统供给的混合气成分和数量用旋进或旋出怠速调整螺钉 4 和节气门最小开度限止螺钉 2 来调节。怠速空气量孔 6 和怠速量孔 10 分别用来控制进入怠速系统的空气量和汽油量。

怠速时的混合气虽然很浓，但是维持发动机怠速运转所需的混合气数量或燃油量却很少。在怠速系统中设置怠速空气道和怠速空气量孔，既可以降低节气门后的真空度，使怠速供油量得到控制，又可以使汽油泡沫化，以利汽油的雾化和蒸发。此外，它还可以防止发动机停转时汽油从浮子室经怠速喷口自动流出。

当发动机从怠速转入小负荷工况而将节气门稍微开大时，怠速喷口处的真空度急剧下降，怠速喷口的喷油量立即减少，流过节气门的空气量却有所增加；而此时喉管真空度仍然不能使主喷管供油，致使混合气变得过稀。在这种情况下，发动机不可能顺利地由怠速过渡到小负荷工况。甚至在开大节气门时，可能造成供油中断发动机熄火。为此，在怠速喷口上方设置过渡喷口 5。在节气门稍微开大时，过渡喷口处的真空度增大，这时由过渡喷口和怠速喷口同时

喷油(图 3－4－6c),既可增加混合气数量,又不使混合气变得过稀。过渡喷口通常为狭长形孔,在一定的节气门开度内,过渡喷口都将持续喷油。

随着节气门逐渐开大,空气流量不断增加,喉管真空度随之增大,主喷管开始喷油。这时节气门后的真空度则逐渐减小,随后,先是怠速喷口,后是过渡喷口,相继停止喷油。

显然,过渡喷口的作用是将怠速系统供油的时间延长,使其与主喷管供油相衔接,以期达到发动机从怠速工况顺利地过渡到小负荷工况的目的。

在怠速工况下,混合气燃烧不完全也不稳定,因此排气中 CO 和 HC 含量较高。怠速转速越低,虽然摩擦损失越小,但是排放性越差。因此,近年来已将怠速转速由原先的 300～500r/min 提高到 700～900r/min,相应增大过量空气系数,使燃烧和排放均得到改善。

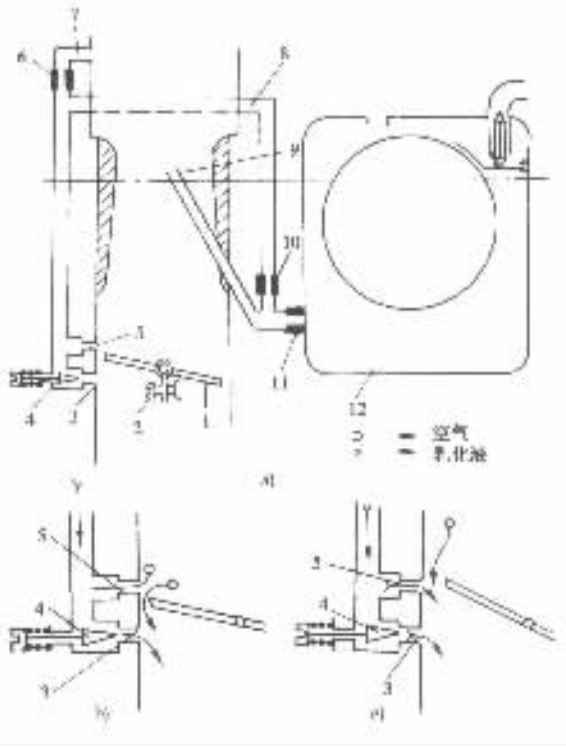


图 3－4－6　怠速系统示意图

1－节气门;2－节气门最小开度限止螺钉;3－怠速喷口;4－怠速调整螺钉;5－过渡喷口;6－怠速空气量孔;7－怠速空气道;8－怠速油道;9－主喷管;10－怠速量孔;11－主量孔;12－浮子室

3. 主供油系统

主供油系统的功用是在怠速以外的所有工况都起供油作用,而且其供油量随发动机负荷的增加或节气门开度的增大而增加。但是化油器所供给的可燃混合气却应随着负荷的增加而逐渐变稀,并在中等负荷时供给经济混合气,使之符合图 3－4－3 中所示的理想化油器特性曲线相应区段的要求。

如前所述,随着节气门开度的增大,喉管真空度增加,通过化油器喉管的空气流量及主喷管的汽油流量都将增加。如果汽油流量增加的速率大于空气流量增加的速率,混合气将变得越来越浓;相反,如果汽油流量增加的速率小于空气流量增加的速率,混合气就会逐渐变稀。为了实现化油器的理想特性,要求主供油系统的供油量既要随节气门开大而增加,又要控制其增加的速率,以保证混合气能随节气门开大而变稀。

图 3－4－7 所示的主供油系统的结构方案由于结构简单、无运动件而得到广泛的应用。它由主喷管 1、主量孔 4、主空气量孔 2 和油井 3 等组成。浮子室 5 通过主量孔 4 与油井 3 相通。

发动机未工作时,主喷管、油井和浮子室内的油面是等高的。发动机工作时,当节气门逐渐开大到使汽油从主喷管喷出时,油井内的油面开始下降,空气经主空气量孔开始流入油井。当油面降到主喷管入口处时,流进油井中的空气随同汽油一起经主喷管喷入喉管。汽油中掺入空气后变成泡沫状,有利于汽油的雾化和蒸发。由于空气流过主空气量孔时有压力损失,故主量孔处的气压 p_k 以小于大气压力 p_0,但大于喉管处的气压 p_h,即 $p_h < p_k < p_0$。通过主量孔的汽油流量决定于主量孔前后的压力差 $\Delta p_k = (p_0 + \rho gH) - p_k$,其中 ρ 为汽油密度,g 为重力加速度,H 为浮子室油面到主量孔的距离。ρgH 是高度为 H 的油柱所形成的压力,其值为常

本作品为 www.docin.com 免费下载

数且比 p_0 小得多，可以忽略不计，于是决定汽油流量的压力差 $\Delta p_k = p_0 - p_k$。如果主供油系统不设置主空气量孔，没有空气进入主供油系统，则决定汽油流量的压力差为喉管真空度 $\Delta p_h = p_0 - p_h$。因为 $\Delta p_k < \Delta p_h$，所以在相同的喉管真空度下，带主空气量孔的主供油系统的供油量比不带主空气量孔的要少。也就是说，由于通过主空气量孔向主供油系统掺入空气，而减小了主量孔前后的压力差，削弱了喉管真空度对汽油流量的影响，致使流过主量孔的汽油流量随节气门开度或喉管真空度的增加速率减慢。通过正确地选择主量孔和主空气量孔的尺寸，可以使汽油流量随 Δp_h 的增加速率小于空气流量增加的速率，并使实际化油器特性在中小负荷段与理想化油器特性相吻合。

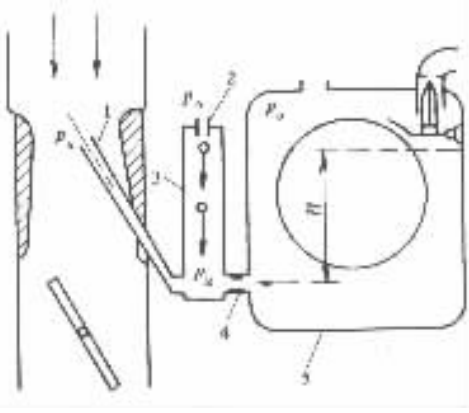


图 3－4－7 带主空气量孔的主供油系统
1－主喷管；2－主空气量孔；3－油井；
4－主量孔；5－浮子室

4. 主供油系统与怠速系统的相互作用

从主量孔后吸油的怠速系统称非独立怠速系统（图 3－4－6），而把直接从浮子室吸油的怠速系统称为独立怠速系统。在非独立系统中，由于主供油系统与怠速系统的油路相通，因此，一个系统将对另一个系统的工作产生影响。

影响之一是延迟了主供油系统开始供油的时刻，因为在怠速系统供油时，主供油系统油井中的汽油由于流向怠速系统而使油井中的液面下降。在主供油系统供油之前，只有在较大的节气门开度或较大的喉管真空度下，才能使油井中的液面回升，所以主供油系统的供油时间因此而迟后。

第二个影响是当节气门开度足够大或喉管真空度足够大时，怠速油道中的汽油流向主供油系统。在怠速油道中的汽油被吸空之后，空气经怠速空气量孔、怠速喷口和过渡喷口进入油井和主喷管。这一现象称为怠速反流（图 3－4－8）。当发生怠速反流时，由于进一步降低了主量孔后的真空度，使主供油系统供油量减少，造成混合气过稀。

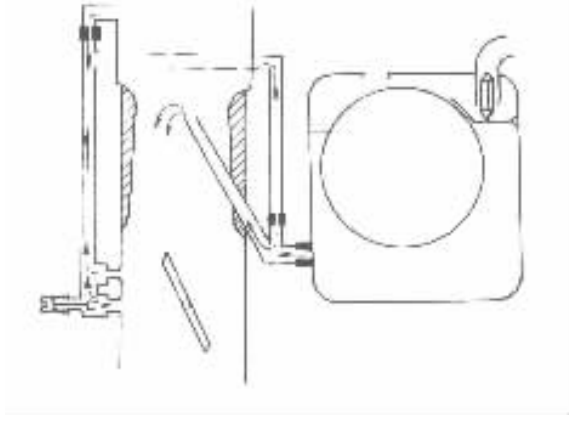


图 3－4－8 怠速反流现象

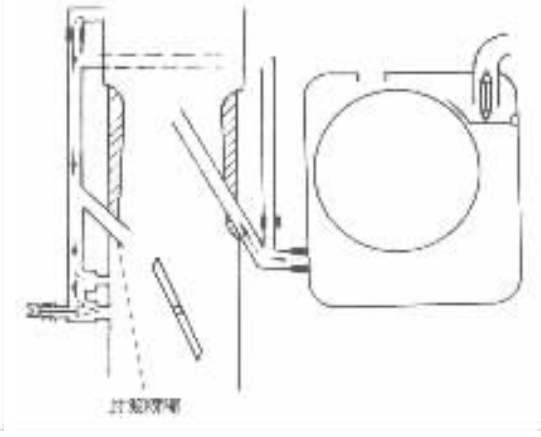


图 3－4－9 消除怠速反流的过渡喷嘴

消除怠速反流的影响有两种方法，一是在怠速油道中设置过渡喷嘴，如图 3－4－9 所示。当节气门开度较大时，怠速油道中的真空度增加，从而可以防止怠速反流的发生。二是采用变断面量针式机械省油器，对由于怠速反流所造成的稀混合气加以补偿。

欲完全消除主供油系统与怠速系统的相互影响，只能采用独立怠速系统方案。

5. 加浓系统

当发动机由中等负荷转入大负荷或全负荷工作时，通过加浓系统额外地供给部分燃油，使混合气由经济混合气加浓到功率混合气，以保证发动机发出最大功率，满足理想化油器特性在大负荷段的加浓要求。

加浓系统按其控制方法的不同分为机械式和真空式两种。

1）机械式加浓系统

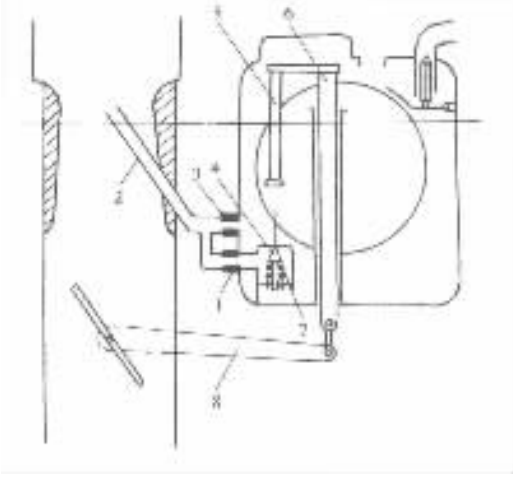


图 3－4－10　机械式加浓系统示意图

1－加浓量孔；2－主喷管；3－主量孔；4－加浓阀；5－推杆；6－拉杆；7－加浓阀弹簧；8－摆臂

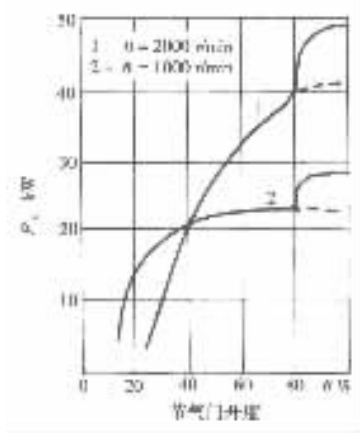


图 3－4－11　发动机功率与节气门开度的关系

机械式加浓系统的结构方案如图 3－4－10 所示。它由加浓量孔、加浓阀、推杆、拉杆和摆臂等组成。加浓量孔 1 与主量孔 3 并联。加浓阀 4 在加浓阀弹簧 7 的作用下处于关闭状态。加浓阀上方的推杆 5 与拉杆 6 连接成一体。拉杆又通过摆臂 8 与节气门轴相连。

当节气门开度增大时，摆臂 8 随同节气门轴一起转动，并带动拉杆 6 和推杆 5 一起向下移动。当节气门开度达到 80%～85%时，推杆开始顶开加浓阀，汽油从浮子室经加浓阀 4 和加浓量孔 1 流入主喷管 2，并与从主量孔 3 流出的汽油一起由主喷管喷出。由于增加了供油量，使混合气得到加浓。只要加浓量孔的尺寸选择适当，就可保证大负荷范围内所需的混合气成分。

节气门关小时，拉杆与推杆向上移动，加浓阀在加浓阀弹簧的作用下关闭，终止加浓作用。

显然，机械式加浓系统起作用的时刻只与节气门开度或发动机负荷有关，而与发动机转速无关，即不论发动机转速高低，机械式加浓系统只在确定的节气门开度起加浓作用。实际上，当发动机转速不同时，需要在不同时刻进行加浓。

图 3－4－11 表示发动机功率与节气门开度的关系。由图可见，当节气门开度较小时，发动机功率随节气门开大而增加。到达某一开度之后，功率的增加趋于缓慢甚至停止。节气门继续开大而功率却停止增加的现象称为功率停滞。在节气门全开之前发生功率停滞现象，这

本作品为内部资料，请勿外传 www.ZhiLeo.com 免费下载

表明单靠开大节气门已经不可能再增加功率，必须加浓混合气才能使功率进一步增加。因此，发生功率停滞的时刻，应该是加浓系统起作用的时刻。但是，发动机转速不同时，发生功率停滞的时刻或节气门开度是不同的(图 3－4－11)。如果加浓时刻开始于 80% 节气门开度，则对高转速是恰当的，而对低转速就显得功率停滞时间过长；如果加浓时刻选定在 40% 节气门开度，虽然满足低转速增加功率的需要，但在高转速时由于加浓过早而使燃油经济性变差。

可见，机械式加浓系统无法满足加浓时刻随发动机转速而变化的要求。

2)真空式加浓系统

真空式加浓系统的结构方案及其组成如图 3－4－12 所示。在加浓阀 4 的上方设有加浓气缸 8，其中装有带活塞杆 5 的加浓活塞 9。加浓气缸的上部通过真空通道 10 与节气门后面的空间相通，下部则借助空气通道 7 与喉管前面的空间相通。活塞杆弹簧 6 以一定的预紧力装在活塞杆 5 上，它力图使活塞杆下移。加浓活塞与活塞杆是向上还是向下移动取决于加浓活塞两端的压力差、弹簧作用力以及加浓活塞与活塞杆的重量。

当节气门后的真空度较大时，加浓活塞两端的压力差较大，在此压力差的作用下克服弹簧作用力以及加浓活塞与活塞杆的重量，使加浓活塞移至加浓气缸的上部。这时加浓阀 4 在加浓阀弹簧 11 的作用下处于关闭状态，不起加浓作用。当节气门后的真空度下降到一定程度时，加浓活塞两端的压力差减小到不足以克服弹簧 6 的作用力以及加浓活塞与活塞杆的重量时，加浓活塞向下移动，活塞杆将加浓阀顶开，汽油从浮子室经加浓量孔 1 流入主喷管 2，并与从主量孔 3 流出的汽油一起从主喷管喷出使混合气加浓。

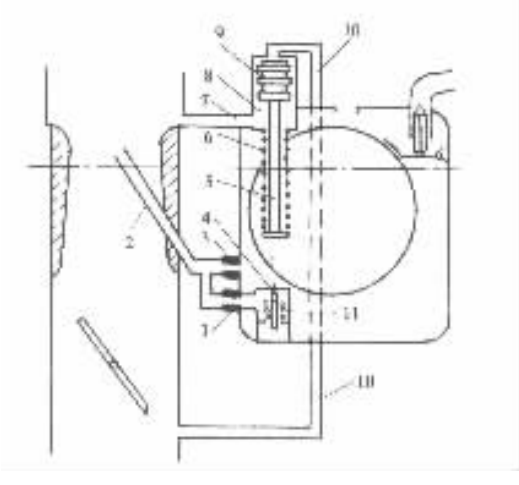


图 3－4－12 真空式加浓系统示意图

1－加浓量孔；2－主喷管；3－主量孔；4－加浓阀；5－活塞杆；6－活塞杆弹簧；7－空气通道；8－加浓气缸；9－加浓活塞 10－真空通道；11－加浓阀弹簧

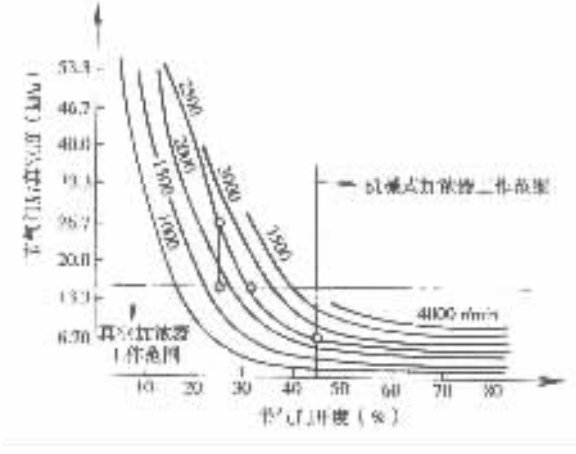


图 3－4－13 节气门开度、发动机转速与节气门后真空度的关系

由于喉管前面的压力变化较小，而且对于已经调整好的化油器，其弹簧作用力以及加浓活塞与活塞杆的重量都是不变的。因此真空式加浓系统起作用的时刻就只取决于节气门后的真空度。只要节气门后的真空度小到一定数值，一般为 13.3～16kPa，真空式加浓系统就起加浓作用。节气门后的真空度不仅与负荷或节气门开度有关，还和发动机转速有关。当发动机转速不变时，节气门后的真空度随节气门开度的增加而减小；而当节气门开度不变时，则随转速的升高而增大。因此，真空式加浓系统不仅在大负荷而且在低转速小负荷也起加浓作用(图 3

－4－13)，这有利于改善发动机在低速小负荷工作的稳定性。图 3－4－13 表明，真空式加浓系统起作用的时刻随转速不同而不同，且都在功率停滞发生之前起作用。

当真空式加浓系统与机械式加浓系统联用时，两种加浓系统的作用可以相互补充。例如，在汽车行驶中突然遇到较大的阻力，发动机转速降低，节气门后的真空度随之减小，真空式加浓系统可以自动地把混合气加浓，使汽车克服阻力，不使发动机熄火并可减少换档的次数。又如，汽车加速时，节气门突然开大，节气门后的真空度瞬间下降，这时真空式加浓系统也能短暂地起加浓作用，使发动机转速迅速提高，保证汽车有良好的加速性。但是，由于真空式加浓系统频繁地起加浓作用，使发动机的经济性变差。因此，在与机械式加浓系统联用的情况下，适当减少真空式加浓系统的加浓油量，当节气门接近全开需要发动机发出最大功率时，再由机械式加浓系统进一步将混合气加浓。

3)加浓时刻的调整

加浓系统起作用的时刻应随季节的变换而加以调整。在冬季汽油蒸发条件差，加浓时刻应适当提早；夏季则应迟后。机械式加浓系统的调整方法是改变推杆的作用长度。通常在推杆与拉杆的连接处加工有 2～3 个卡簧槽，改变二者的连接位置即可改变推杆的作用长度。推杆增长，加浓时刻提早。真空式加浓系统则是改变活塞杆弹簧的预紧力。在活塞杆下端弹簧座处也加工有 2～3 个卡簧槽，弹簧座安装位置不同，弹簧预紧力不同。预紧力大，加浓时刻提早。

6. 加速系统

加速系统又称加速泵。其功用是当节气门急速开大时将一定数量的汽油一次喷入喉管，维持一定的混合气成分，以满足汽车加速的需要。加速泵有活塞式和膜片式两种。活塞式加速泵因为结构简单、传动容易而应用较广泛，其结构方案如图 3－4－14 所示。

加速泵缸 1 置于浮子室内，并通过进油阀 12 与浮子室连通。加速泵缸内装有加速泵活塞 2，活塞与连动板 9 三间装有加速泵弹簧 4，连动板套在活塞杆 3 中，并能相对活塞杆上下运动。连动板与拉杆 10 连接成一体，后者又通过连接钩 11、摆臂 13 与节气门轴相连。在加速泵不工作时，进油阀 12 和出油阀 5 在其自身重力的作用下，前者保持常开，后者保持常闭。

1)加速泵工作过程

当节气门缓慢关小时，节气门轴通过摆臂、连接钩带动拉杆和连动板，连动板又带动活塞杆和加速泵活塞一起向上缓慢移动。这时汽油从浮子室经进油阀充满加速泵缸。当节气门缓慢开大时，节气门轴通过摆臂和连接钩带动拉杆和连动板向下，连动板压迫加速泵弹簧，弹簧推动加速泵活塞缓慢下移。这时加速泵缸内油压增加很小，不足以使进油阀关闭，也不足以使出油阀开启，于是汽油从加速泵缸经进油阀流回浮子室，加速系统不起作用。当节气门急速开大时，加速泵活塞迅速下移，加速泵缸的油压急剧增大，使进油阀关闭，同时顶开出油阀，加速泵缸内的汽油在加速泵活塞的推压下经出油阀从加速喷口 6 喷入喉管中，一次喷完为止。

加速泵弹簧 4 的作用是延长加速泵喷油时间，以利于改善发动机的加速性能。当连动板迅速下移时，加速泵活塞由于受到加速泵缸内汽油的阻力，其下移的速度比连动板慢，因此加速泵弹簧受到压缩。连动板停止下移后，加速泵弹簧开始伸长，推动活塞继续下移，从而使喷油时间增长。

当发动机转速很高时，加速喷口处的真空度较大，可能吸开出油阀并将加速泵缸内的汽油吸出，使加速系统不适时地喷油。为避免发生这种现象，设置通气道 7，使加速油道 8 与浮子室相通，从而削弱了加速喷口处真空度的影响。

www.zfxw.com 免费下载

2)加速系统的调整

加速系统的供油量按季节不同进行调整。夏季气温高,加速时混合气瞬时变稀的程度较轻,因此供油量较少;冬季情形相反,供油量应该较多。在摆臂 13 上有两个孔可与连接钩 11 连接(图 3 – 4 – 14),若将连接钩连接到距节气门轴较近的孔上,由于加速泵活塞的行程小,供油量较少;若将连接钩连接到距节气门轴较远的孔上,则供油量较多。

7. 起动系统

起动系统的功用是在发动机冷起动时,供给足够多的汽油;以使进入气缸内的混合气中有充足的汽油蒸气,保证其成分在火焰传播界限之内,实现发动机的顺利起动。

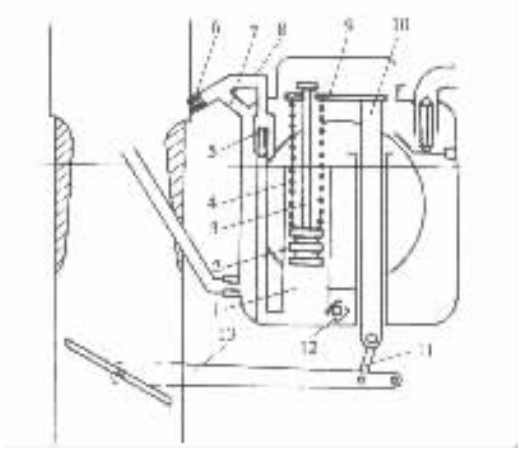


图 3 – 4 – 14 活塞式加速泵示意图

1 – 加速泵缸;2 – 加速泵活塞;3 – 活塞杆;4 – 加速泵弹簧;5 – 出油阀;6 – 加速量孔及加速喷口;7 – 通气道;8 – 加速油道;9 – 连动板;10 – 拉杆;11 – 连接钩;12 – 进油阀;13. 摆臂

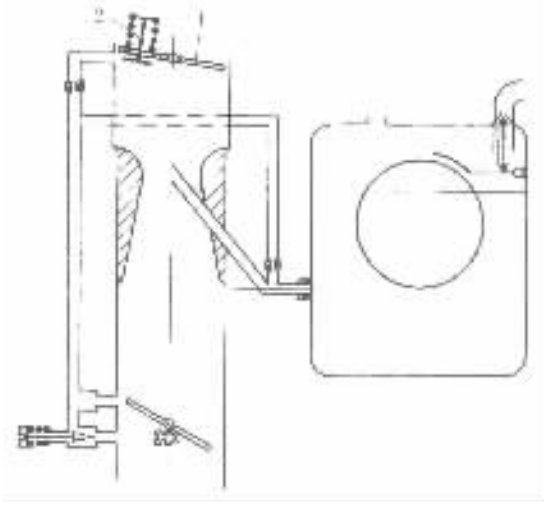


图 3 – 4 – 15 阻风门式起动系统示意图

1 – 阻风门;2 – 自动阀

最常用的起动系统是在化油器入口处装设一个阻风门(图 3 – 4 – 15)。起动时,将阻风门关闭,并使节气门处于小开度位置。当发动机被起动机拖转时,在阻风门后方产生极大的真空度,使主供油系统和怠速系统同时供油,这时通过阻风门边缘的缝隙流入的空气量很少,致使混合气极浓。

发动机起动后转速迅速升高,发动机开始升温,这时阻风门应该逐渐开启。否则,阻风门后方的真空度迅速增大,发动机将由于混合气过浓而熄火。过早地打开阻风门将由于混合气浓度不够使发动机不能起动。为了避免因为操作不协调而造成起动失败,在手动式阻风门上设有自动阀。当阻风门后方的真空度增大到一定程度时,克服弹簧作用力自动阀开启,进入部分空气,使阻风门后方的真空度降低,以避免混合气过浓。

在非起动工况,阻风门保持全开。

采用自动阻风门可以避免由于驾驶员忘记开启阻风门而引起的上述问题。图 3 – 4 – 16 所示为一种自动阻风门系统。在阻风门轴 10 上装有双金属圈簧 2,当发动机为冷态时,双金属圈簧卷紧使阻风门 1 关闭。发动机起动之后,起初由于温度仍然很低,双金属圈簧仍处于卷紧状态。这时因为节气门后具有一定的真空度,将真空活塞 6 吸下一定距离,使阻风门开启一定角度,从而可以避免混合气过浓。随着发动机温度逐渐升高,双金属圈簧受热舒张,使阻风

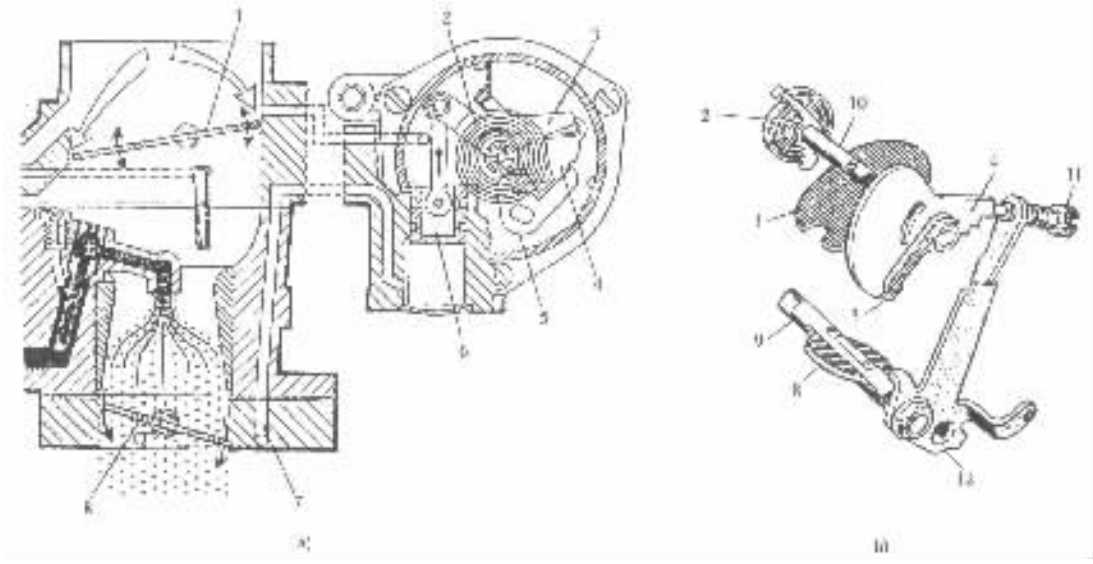


图 3－4－16　自动阻风门系统示意图

a)自动阻风门系统；b)自动阻风门机构

1－阻风门；2－双金属圈簧；3－驱动杠杆；4－梯形凸盘；5－止动杠杆；6－真空活塞；7－真空通道；8－节气门；9－节气门轴；10－阻风门轴；11－怠速调整螺钉；12－节气门杆

门逐渐开启，直到全开为止。虽然双金属圈簧和真空活塞都对阻风门起控制作用，但真空活塞仅在发动机起动后几秒钟的短暂时间内起作用。

当阻风门关闭时，与阻风门轴 10 刚性连接的驱动杠杆 3 把梯形凸盘 4 抬高，使怠速调整螺钉 11 刚好顶在梯形凸盘最高的凸块上，这一动作通过节气门杆 12 带动节气门轴 9 转过一定的角度，使节气门 8 稍微开启。

二、现代化油器的附属装置

化油器在降低汽车尾气中有害排放物方面起着重要的作用。为了适应日益严格的排放法规，一方面要提高化油器的制造精度，以实现对混合气成分的精确调整和控制；另一方面则需在化油器上加装附属装置，以减少在变工况时有害物质的排放量。

1. 怠速截止电磁阀

将怠速转速提高之后，通常使用较稀的怠速混合气并推迟点火时刻。这项措施有效地减少了 CO、HC 和 NO_x 的排放量，但却提高了发动机的温度，使表面点火倾向增加。所谓表面点火是一种不正常燃烧现象，这里是指在关闭了点火开关之后，燃烧室内的炽热表面将气缸内的混合气点燃，使发动机不能停转。不过，这种现象可能只在部分气缸内发生，也可能在同一气缸内间断地发生，这就使 HC 的排放量不但不会减少反而急剧增加，而且还将引起发动机振动和噪声。

图 3－4－17 为怠速截止电磁阀的示意图。在怠速油道中安装锥形截止阀 1，截止阀的开闭受电磁线圈 3 和弹簧 4 的控制。电磁线圈与点火线圈并联，都受点火开关 5 的控制。

当接通点火开关时，电磁线圈通电，电磁力吸引可动铁心向左，锥形截止阀将怠速油道打开，怠速系统正常工作。当断开点火开关时，电磁线圈断电，电磁力消失，截止阀在弹簧作用下将怠速油道堵死，发动机便立即熄火。

资料分享网 www.bzfxw.com 免费下载

2. 强制怠速截止电磁阀

汽车下坡或滑行时，节气门接近关闭，发动机被汽车传动系拖动高速运转，这种工况称为强制怠速。

在强制怠速工况，节气门后的真空度很大，汽油及管壁上的油膜蒸发较快，致使混合气成分较浓。另外，由于进气支管真空度高，在进排气门重叠时期部分废气被吸入进气歧管，并随新鲜混合气一起进入气缸，造成气缸内残余废气量增多，致使燃烧缓慢。以上两个因素使强制怠速工况的 CO 和 HC 排放量增加。

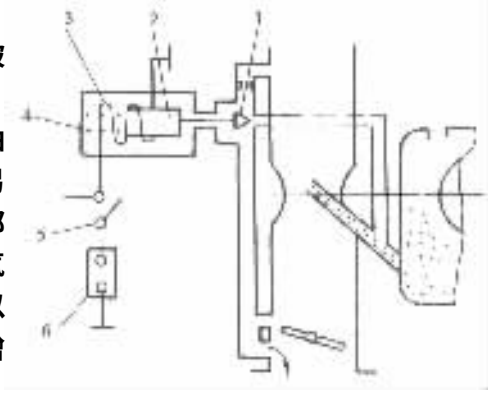


图 3－4－17 怠速截止电磁阀示意图

1－椎形截止阀；2－可动铁心；3－电磁线圈；4－弹簧；5－点火开关；6－电源

为了改善强制怠速工况的排放性，同时也为了节油的需要，通常采用主量孔截止电磁阀和进油管截止电磁阀，同时切断主量孔和进油管的供油。图 3－4－18 为两种电磁阀的结构图，其工作原理与怠速截止电磁阀相同。

3. 热怠速补偿阀

在炎热季节，当汽车由高速行驶转为低速行驶时，发动机罩下的温度上升，化油器周围的温度很高，浮子室内的汽油大量蒸发。汽油蒸气经浮子室平衡管进入进气管，使混合气过浓，造成燃烧不完全，CO 的排放量增加。如果汽车在大负荷高速行驶后停车，则大量汽油蒸气充塞进气管，再起动时，吸入气缸的几乎都是汽油蒸气，造成发动机热起动困难。

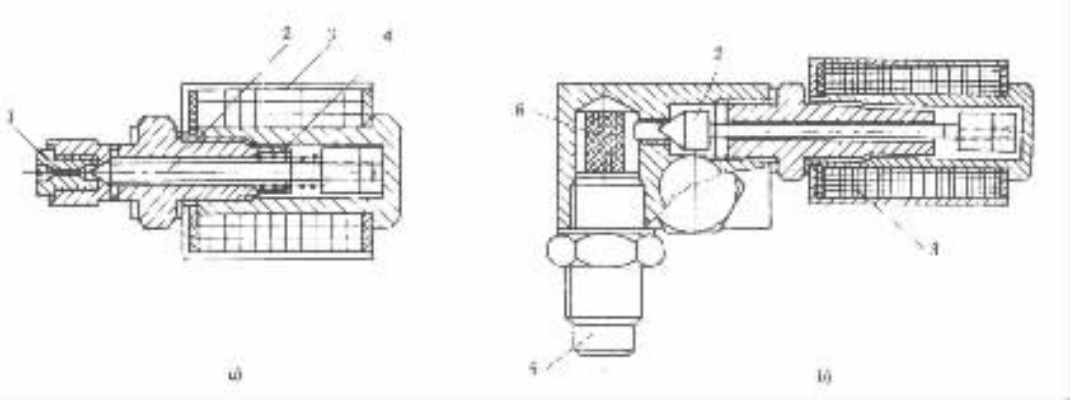


图 3－4－18 强制怠速截止电磁阀

a)主量孔截止电磁阀；b)进油管截止电磁阀

1－主量孔；2－锥形截止阀；3－电磁线圈；4－弹簧；5－进油管接头；6－滤网

在化油器上加装热怠速补偿阀(图 3－4－19)后，当化油器周围的温度超过 65℃时，由双金属片制成的补偿阀 3 开启。这时空气由喉管上方经空气通道 2 和补偿通道 1 进入节气门后方，降低了节气门后的真空度，减少了怠速喷口的喷油量。同时从空气通道引进的空气也使混合气变稀，从而保证了发动机稳定地运转或顺利地热起动。

4. 节气门缓冲器

当汽车急减速时，驾驶员急松加速踏板，节气门迅速关闭到怠速位置。这时，发动机在汽

车传动系的拖动下仍保持着较高的转速，因而使节气门后的真空度急剧增大，致使混合气过浓，甚至超出火焰传播界限而不能着火燃烧，导致排气中 HC 的含量增加。为此在化油器上装置节气门缓冲器，以改善汽车急减速时的排放性。

BJH201 型化油器上装设的节气门缓冲器如图 3－4－20 所示。膜片 4 将膜盒 1 分隔为上、下两个腔，并通过推杆 5 上的节流孔 3 连通。下腔通大气。膜片 4 与推杆 5 连接在一起。

当节气门开度较大时，节气门操纵臂 8 脱离推杆 5。这时弹簧 2 推压膜片 4 向下并带动推杆 5 向外伸出。由于膜盒上腔的容积增大，空气则通过节流孔 3 进入其中（图 3－4－20a）。当驾驶员急速松开加速踏板减速时，节气门迅速关闭。在节气门尚未到达怠速位置之前，节气门操纵臂即与推杆接触。此后，节气门

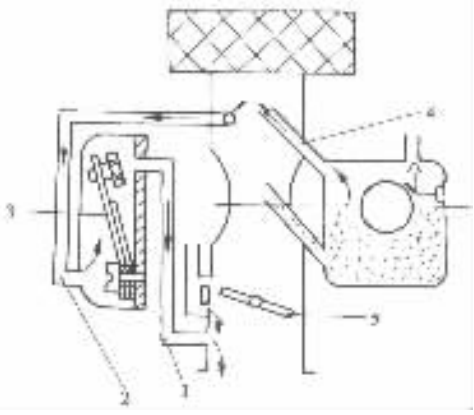


图 3－4－19　热怠速补偿阀示意图

1－补偿通道；2－空气通道；3－补偿阀；4－浮子室平衡管；5－节气门

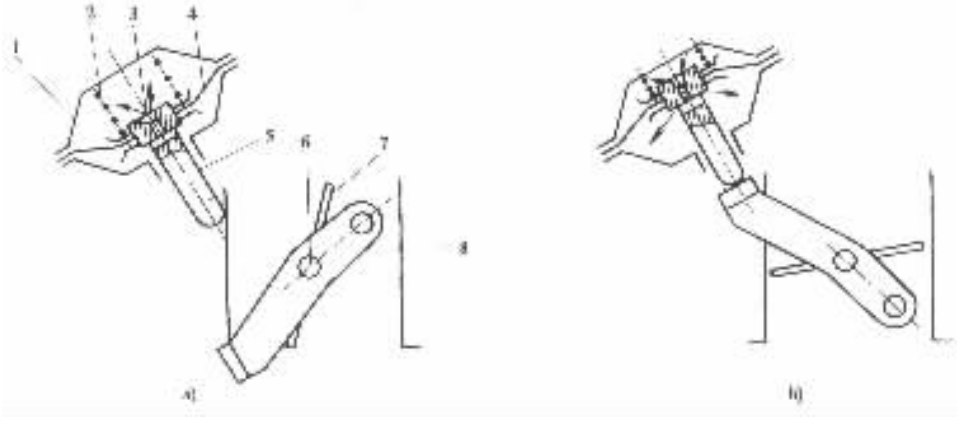


图 3－4－20　节气门缓冲器结构示意及工作原理

1－膜盒；2－弹簧；3－节流孔；4－膜片；5－推杆；6－节气门轴；7－节气门；8－节气门操纵臂

继续关小，操纵臂将推动推杆，推杆则推动膜片一起向上（图 3－4－20b）。在此过程中，将遇到来自弹簧 2 和膜盒上腔内空气的阻力，而且膜盒上腔中的空气被膜片从节流孔挤出时需要一定时间，从而延缓了节气门关闭的时间，使减速时可能达到的最大节气门后真空度有所下降，从而使混合气不致于变得过浓。

第五节　典型化油器结构

一、化油器的类型及产品型号

按喉管处空气流动方向的不同，化油器分为上吸式、下吸式和平吸式三种（图 3－4－21），其中下吸式应用最广。因为下吸式具有①进气弯道少，进气阻力小，有利于增加发动机的进气

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

量；②化油器安装在进气歧管上方，便于维护调整等优点。平吸式进气阻力也小，而且有利于降低发动机的总高度，因此用于摩托车或发动机罩较低的轿车上比较适宜。上吸式化油器与上述两种形式相比，存在明显的缺点，目前已不被采用了。

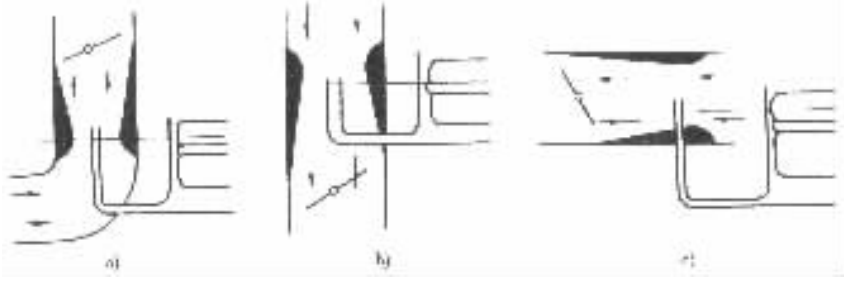


图 3－4－21 化油器按气流方向分类
a)上吸式；b)下吸式；c)平吸式

按喉管数目不同，化油器可分为单喉管、双重喉管和三重喉管三种(图 3－4－22)。采用双重或三重喉管能较好地解决增加进气量与改善汽油雾化之间的矛盾。因为欲增加进气量，需加大喉管直径，减小进气阻力，但是喉管直径加大后，空气流速降低，喉管真空度减小，不利于汽油雾化，反之亦然。当采用两个或三个直径不同的喉管时，将化油器主喷管的出口置于小喉管的喉部。在进气时，小喉管中的空气流速高，真空度也大，汽油雾化较好，而小喉管与大喉管之间的环形通道又有足够大的通过断面可以保证发动机有较多的进气量。

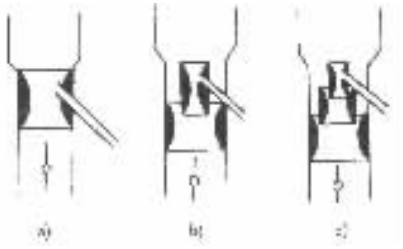


图 3－4－22 化油器按喉管数目分类
a)单喉管式；b)双重喉管式；c)三重喉管式

按化油器工作腔数的多少，化油器还有单腔和多腔之分，而且多腔化磊器又有并动葙分动的区别。

多腔并动式化油器实际上就是把多个同样的单腔化油器合并为一个整体，每个化油器仍然保持各自的工作系统，各腔的节气门同时启闭。并动式化油器可以较好的解决多缸高速汽油机经常出现的混合气数量和成分各缸分配不匀的问题。其中比较常见的是双腔并动式化油器，例如四缸发动机可以采用一个双腔并动式化油器，化油器的每一个腔供给两个气缸的混合气。也可以采用两个双腔并动式化油器，每一个腔只向一个气缸供给混合气，只要各腔调整一致，各缸混合气数量和成分可以做到均匀一致。

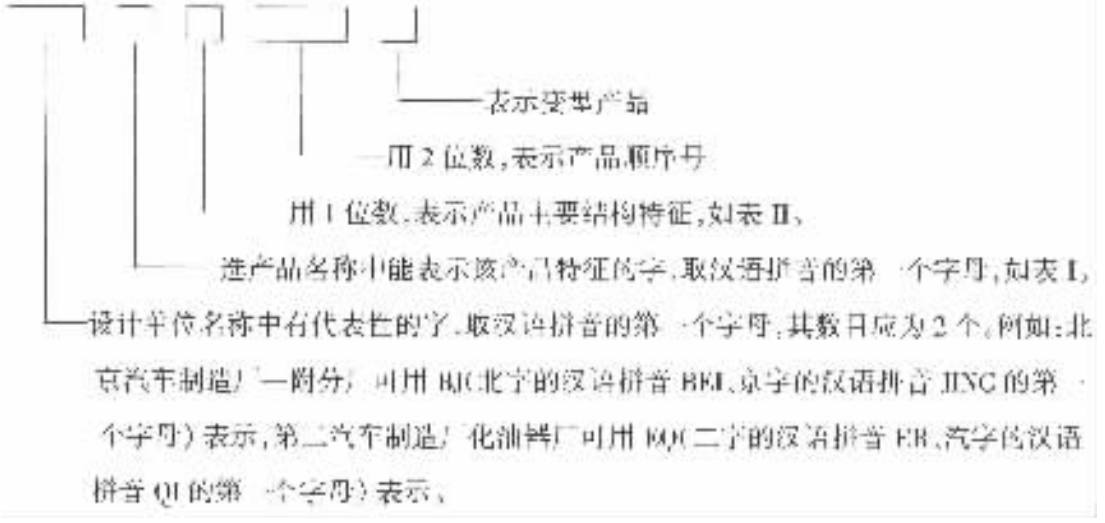
多腔分动式化油器中以双腔分动式化油器最为多见。在双腔分动式化油器中，一个腔为主腔；另一个腔为副腔。在发动机整个工作期间主腔都工作，而副腔只在负荷和转速高到一定程度时才参加工作。当发动机在中小负荷或在较低转速下工作时，主腔单独工作，副腔节气门关闭不起作用。这时不需要大功率，但要求有良好的经济性。因此，可采用较小的主腔喉管直径，以提高空气流速，促进汽油雾化。当发动机负荷和转速增加到一定程度时，副腔节气门开启，与主腔共同工作，以保证发出大功率所要求的混合气数量和成分。

四腔分动式化油器是两个同样的双腔分动式化油器的组合，其中两个主腔并动，两个副腔并动，主、副腔各自分动。

中华人民共和国行业标准 QC/T492.1999(代替 JB1672－84)是关于汽车化油器、汽油泵型

号编制方法的标准。其主要内容如下：

1. 化油器和汽油泵的型号组成形式



表Ⅰ

产　品　名　称	代　号
化　油　器	H
汽　油　泵	B

表Ⅱ

	1	2	3	4	5	6	7	8
化油器	单　腔	双　腔		四　腔				
汽油泵					电动式	机械式		

2. 基本型产品的型号示例

EQH101：表示第二汽车制造厂化油器厂设计的化油器、单腔，产品顺序号为01，（如新设计第二个单腔化油器，其产品顺序号为02）。

按上述方法编制的型号为产品的基本型号。

3. 变型产品的型号示例

基本型产品从结构上或性能参数上做某些更改，派生出来的产品即为基本型的变型产品。其编号为在基本型号后添加尾注（由一个汉语拼音字母及数字顺序号组成）来表示。

例1：BJH 101 A_1：A表示与产品的基本型可以通用的变型产品，且A_1、A_2、A_3……变型产品在同一车型（发动机）上可以相互通用，但与以B、C、D……汉语拼音字母表示的变型产品均不通用。1、2、3……表示顺序号。

例2：BJH 101 B_1：B表示与产品的基本型不能通用的变型产品，且与以A、C、D……汉语拼音字母表示的变型产品也不通用，但B_1、B_2、B_3……变型产品在同一车型（发动机）上可以相互

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

通用。1、2、3……表示顺序号。

二、CAH101 型化油器

CAH101 型化油器(图 3－4－23)为下吸式单腔双重喉管化油器,与解放 CA6102 型发动机配用,其各部构造如下。

1. 化油器壳体

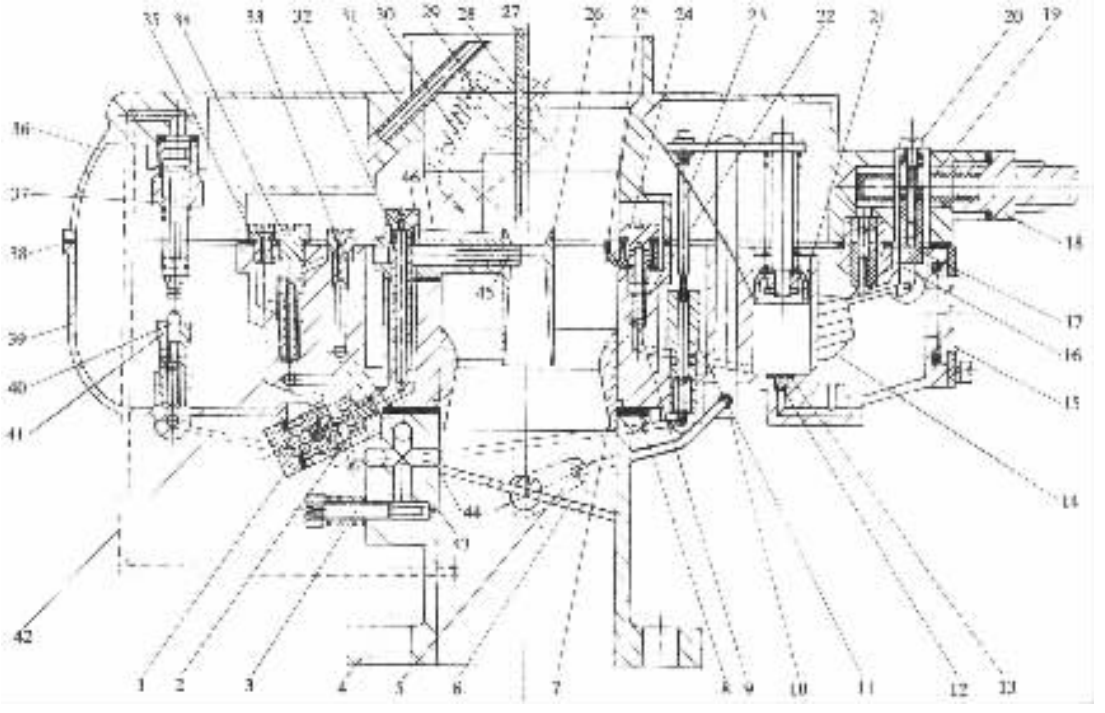


图 3－4－23 CAH101 型化油器结构示意图

1－主量孔组件;2－功率量孔;3－怠速调整螺钉;4－下体;5－加速泵摆臂;6－节气门;7－大喉管;8－衬垫板;9－加速泵出油阀;10－加速泵拉杆组件;11－机械加浓阀组件;12－加速泵进油阀;13－卡簧;14－浮子;15－浮子室油面观察窗;16－进油针阀;17－浮子支架;18－进油管接头;19－滤网;20－浮子室油面调整螺钉;21－加速泵活塞;22－加速泵出油阀弹簧;23－机械加浓推杆;24、34－堵塞;25－加速泵喷嘴;26－小喉管;27－阻风门;28－阻风门操纵臂;29－阻风门摆臂;30－阻风门拉簧;31－浮子室平衡管;32－泡沫管组件;33－第二怠速空气量孔;35－第一怠速空气量孔;36－上体;37－真空加浓活塞组件;38－衬垫;39－中体;40－真空加浓推杆;41－真空加浓阀组件;42－怠速量孔;43－怠速喷口;44－过渡喷口;45－主喷管;46－主空气量孔

化油器壳体分为上体、中体和下体三部分。上体和中体由锌合金压铸而成,下体则由铸铁制造。上体上接空气滤清器,下体下接进气支管。上、中、下体之间均用螺钉紧固,上、中体之间有纸质密封衬垫,防止漏油漏气。中、下体之间有隔热的衬垫板,既要防止漏油漏气,又要防止进气支管向化油器中体传热。

2. 浮子系统

平衡式浮子室。设有浮子室油面观察窗 15,透过观察窗可以观察浮子室内的油面高度。浮子 14 铰接在浮子支架 17 上,拧动浮子室油面调整螺钉 20,可以使浮子支架上下移动,借以改变浮子室油面高度。

浮子室的平衡管 31 斜伸到化油器的进气口,管口正对气流,以感受进气流的全压力。在

进气流速发生变化时，可以保证浮子室油面上的压力变化最小，从而提高了供油的稳定性。

3. 怠速系统

CAH101 型化油器的怠速系统由怠速调整螺钉 3、第一怠速空气量孔 35、第二怠速空气量孔 33、怠速量孔 42、过渡喷口 44、怠速喷口 43 和节气门最小开度限止螺钉（图中未画出）等组成。

怠速系统从主量孔后吸油，故为非独立怠速系统。汽油从主量孔 1 经功率量孔 2 进入怠速油道。在流过怠速量孔 42 时，首先与自第一怠速空气量孔 35 进入的空气混合，再与自第二怠速空气量孔 33 进入的空气进一步混合后，从怠速喷口 43 喷出。怠速供油经过两次泡沫化有利于喷出后更好地雾化，从而可以使用较稀的怠速混合气，减少怠速工况的有害排放物。

4. 主供油系统

主供油系统由主量孔 1、功率量孔 2、主空气量孔 46、泡沫管 32，还有小喉管 26 和大喉管 7 等组成。

主供油系统的供油量由串联的主量孔和功率量孔计量。由于功率量孔的尺寸或通过能力比主量孔大。因此，功率量孔用来控制大负荷或全负荷时主供油系统与加浓系统的总供油量。主量孔与功率量孔均为固定量孔，在使用中量孔的通过能力不能调整。

5. 加浓系统

设有机械式和真空式两套加浓系统。当节气门后的真空度下降到 14 ~ 16kPa 时真空加浓系统起作用。当发动机的负荷接近全负荷时，两套加浓系统同时起作用。这时将从主量孔、真孔加浓量孔和机械加浓量孔三路同时供油，并经过功率量孔进入主供油系统油井。然后再与从主空气量孔 46 进入油井的空气一起经主喷管 45 喷入小喉管 26 中。

6. 加速系统

CAH101 化油器的加速系统为活塞式加速泵，由加速泵活塞、活塞杆、加速泵弹簧、进油阀和出油阀等组成。拉杆和连动板都与机械式加浓系统共用。进、出油阀均为球阀。在出油阀 9 上装有出油阀弹簧 22，用来防止不加速时出油阀被加速泵喷嘴 25 处的真空度吸开，将加速油道中的汽油吸出。

7. 起动系统

CAH101 化油器采用半自动阻风门。阻风门 27 的操纵臂 28 空套在阻风门轴上，当转动操纵臂时，通过阻风门拉簧 30 拉动摆臂 29 使阻风门关闭。发动机起动之后，阻风门后的真空度迅速增大。由于阻风门轴是偏置的，阻风门两翼所受的气体作用力对阻风门轴的力矩不等，使阻风门克服阻风门拉簧的拉力自动开启。

CAH101 型化油器还附加有热怠速补偿阀，其开启温度为 65 ± 2℃。

与 CAH101 型化油器结构相似的有 BSH101 和 EQH101 型化油器。

BSH101 型化油器的特点是：

1）进油针阀和浮子臂下均装有减振弹簧，可以保持浮子室内油面的稳定。

2）在浮子室盖上装有放气阀。发动机在怠速工况下，即节气门开度最小时，放气阀被机械加浓系统的连动板顶开，浮子室内的汽油蒸气经放气阀排出，以避免浮子室内的汽油蒸气进入进气支管造成混合气过浓而引起的发动机怠速不稳或热起动困难。当节气门开大后，连动板下移，放气阀在弹簧的作用下关闭。

3）主供油系统的供油量由两个串联的主量孔计量。第一级是固定主量孔，位于浮子室底部。第二级是带配剂针的可调主量孔。拧动配剂针的手柄可以改变可调主量孔的通过能力，

本作品为享有 www.bookfree.com 免费下载

使供油量或增或减。

4)怠速系统采用两级怠速量孔和两级怠速空气量孔,使怠速供油经过两次计量、两次泡沫化。

5)采用三重喉管,可以改善低速工况汽油的雾化质量,有利于提高发动机的低速性能。

6)设真空式和机械式两套加浓系统,但真空式加浓系统不是为了增大功率所设,而是作为主供油系统的一种补偿装置。因为在三重喉管化油器中,在大负荷工况,由于供油量增多,小喉管中气液两相流动的阻力相对增大,将使混合气变得太稀。在这种情况下,如果只采用机械式加浓系统,必须使加浓时刻提前才能避免混合气过稀。但是,这样一来发动机的经济性将有所下降。如果采用两套加浓系统,作为补偿装置的真空式加浓系统的作用是始终保持混合气为经济混合气而不使其过稀,作为功率加浓的机械式加浓系统的起作用时刻则可推迟到节气门全开前 10°。这有利于提高发动机的经济性。

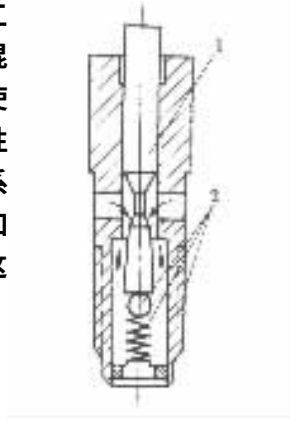


图 3-4-24 EQH101 型化油器的加浓顶杆

1-加浓顶杆;2-加浓阀

EQH101 型化油器与 CAH101、BSH101 型化油器相比,其特点是:

1)采用三重喉管。

2)可调主量孔,需用螺丝刀拧动配剂针。

3)怠速系统装有怠速截止电磁阀。

4)只设机械式加浓系统,为了解决三重喉管在大负荷时混合气过稀的问题,在加浓杆 1(图 3-4-24)的前端制成倒锥形。随着节气门开大,加浓阀 2 的通过断面积增加,使混合气逐渐加浓。

三、EQH202 型化油器

EQH202 型化油器为下吸式三重喉管双腔机械分动式化油器。它也具有浮子系统、起动系统、怠速系统、主供油系统、加浓系统、加速系统、电控怠速节油系统,而且还有可以有效补偿海拔 2600m 以下的高度补偿装置等八个系统(图 3-4-25)。现将各系统的结构特点分述如下。

1. 浮子系统

在进油管接头上装有回油管 39,其作用是使剩余的汽油和汽油蒸气经回油管返回燃油箱,浮子臂下面的浮子弹簧 31 的作用是消减浮子的振动,保持浮子室油面稳定。

2. 起动系统

EQH202 型化油器采用主、副腔独立半自动阻风门,同时还设有起动完爆器和快怠速机构。

阻风门偏置于阻风门轴上。冷起动时,拉动阻风门操纵臂,通过弹簧和摆臂同时关闭阻风门 58 和 52。发动机起动后,通过完爆器进气管 24 和橡胶管 25 将节气门后真空度传输到完爆器 42 的膜片上,再由膜片拉杆 45、完爆器拉杆 49 和完爆器摇臂 50 将阻风门 58 和 52 拉开到预定的开度 29°,在此开度下能保证发动机在暖机过程中所需要的混合气成分。有了完爆器大大提高了冷起动的成功率,也减少了冷起动和暖机过程的燃油消耗和排气污染。在拉动阻风门操纵臂时,通过快怠速连动杆将节气门稍微开大,使发动机进入快怠速状态,以加快暖机过程。

3. 怠速系统

怠速系统由主腔怠速量孔与泡沫管 13、怠速节油量孔 8、主腔第一怠速空气量孔 19、主腔第二怠速空气量孔 5、过渡喷口 18、怠速喷口与怠速调整螺钉 17、怠速截止电磁阀 3 及节气门

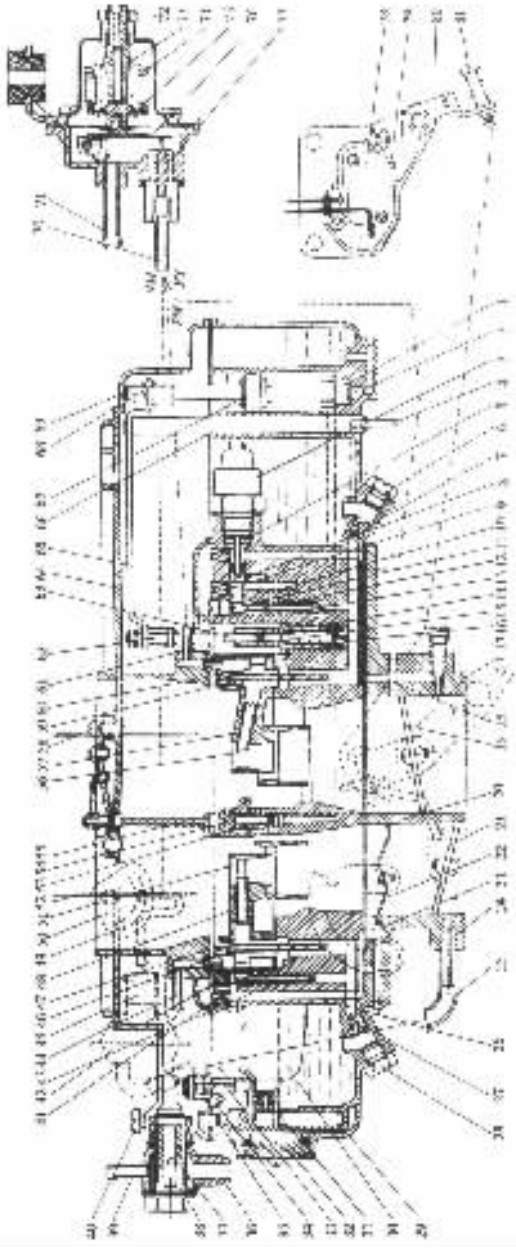


图 3－4－25　EQH202 型化油器结构示意图

1－平衡弹簧；2－加速泵进油阀；3－怠速截止电磁阀；4－连接钩；5－主腔第二怠速空气量孔；6－螺塞；7－主腔主量孔；8－主腔怠速节油量孔；9－主腔第一怠速空气量孔；10－主腔怠速高度补偿进气管；11－堵塞；12－弹簧；13－主腔怠速量孔及泡沫管；14－加浓阀体；15－加浓阀；16－加浓量孔；17－怠速调整螺钉及怠速喷口；18－主腔过渡喷口；19－主腔节气门；20－下体；21－副腔节气门；22－空气门；23－副腔过渡喷口；24－完爆器进气管；25－完爆器橡胶管；26－中体；27－副腔主量孔；28－螺塞；29－油面调整平衡弹簧；30－浮子；31－浮子弹簧；32－油面观察窗；33－进油针阀；34－针阀体；35－针阀座；36－进油管接头；37－进油滤网；38－进油螺栓；39－回油管；40－油面调整螺钉；41－副腔过渡空气量孔；42－完爆器；43－副腔过渡量孔；44－副腔高度补偿进气管；45－完爆器膜片拉杆；46－副腔泡沫管；47－副腔主空气量孔；48－副腔主喷管；49－完爆器拉杆；50－完爆器摇臂；51－副腔喉管；52－副腔阻风门；53－加速泵出油阀；54－加速泵出油阀组件；55－加速泵喷嘴；56－主腔喉管；57－主腔主喷管；58－主腔节气门；59－主腔泡沫管；60－主腔主空气量孔；61－主腔高度补偿进气管；62－主腔加浓推杆组件；63－加浓顶杆；64－上体；65－连动杆；66－拉杆；67－加速泵活塞；68－弹簧；69－加速泵活塞杆；70－高度补偿阀出气管；71－高度补偿阀进气管；72－螺母；73－波纹管座；74－波纹管；75－膜片；76－补偿阀摇臂；77－补偿阀体；78－传感器；79－触头；80－摇臂；81－调整螺钉

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

最小开度限止螺钉等组成。

怠速系统从主量孔 7 后吸油，故为非独立怠速系统。其供油量经泡沫管 13 下端的怠速量孔和怠速节油量孔 8 两次计量，并与从第一、第二怠速空气量孔 9、5 掺入的空气两次混合，然后从怠速喷口喷出。

4. 主供油系统

主、副腔都设有主供油系统，结构布置相同，各零件的位置相互对称。

主、副腔的主供油系统分别由主、副腔主量孔 7、27，主、副腔主空气量孔 60、47，主、副腔泡沫管 62、46 及主、副腔主喷管 57、48 等组成。

主腔的主供油系统向发动机供给经济混合气。当主腔节气门 19 的开度超过 50°后，副腔主供油系统开始参加工作并供给浓混合气，以使发动机发出最大功率。副腔除设有节气门 21 外，还设有空气门 22。当副腔节气门开启后，空气门的开度随空气门后的真空度而自动调节。当发动机转速低于 800r/min 时，空气门关闭，高于 800r/min 时开启，在 1200 ~ 1600r/min 时全开。发动机在大负荷低转速下工作，空气门开度的自动调节有利于汽油雾化和低速运转的稳定性。

副腔设有过渡系统，其作用是在副腔节气门刚刚开启，喉管真空度较小，主供油系统一时不能供油，混合气将瞬时变稀，这时由过渡系统供油即可避免发生此种现象，实现发动机由中等负荷向大负荷工况的顺利过渡。

5. 加浓系统

只设机械式加浓系统。当主腔节气门 19 开度达到 33.5°(以水平为零度)时，与节气门连动的加浓推杆 62 推动加浓顶杆 63 下移，顶开加浓阀 15，汽油经加浓量孔 16 进入主供油系统。加浓顶杆 16 的前端为倒锥形，其作用与 EQH101 型化油器的加浓顶杆相同。

6. 加速系统

采用活塞式加速泵，由加速泵活塞 67、加速泵进油阀 2、加速泵出油阀 54 和加速泵喷嘴 55 等组成。

在加速泵活塞杆 69 的上端有上、下两个孔，在冬季将下面的孔与连动杆连接，使加速油量增加 在夏季将上面的孔与连动杆连接，使加速油量减少。

7. 怠速截止电磁阀

在切断点火开关时，电磁阀将主腔怠速节油量孔 8 堵死，截断油路，使发动机熄火。怠速截止电磁阀的另一个作用是与怠速截断装置协同工作，可以达到节油的目的。

8. 怠速截断装置

怠速截断装置的作用是当发动机处于强制怠速工况时自动隔断怠速油道，终止怠速系统供油，以达到改善排放和节油的目的。

怠速截断装置包括电控单元、节气门位置传感器、转速传感器和怠速截止电磁阀。当节气门 19 关闭至怠速位置且发动机转速高于 900r/min 时，电控单元使怠速截止电磁阀线圈断电，电磁阀立即将怠速油道堵塞。当节气门处于怠速位置，但发动机转速低于 800r/min 或节气门开大转入有负荷工作时，电控单元使怠速截止电磁阀线圈通电，电磁阀被吸回，怠速油道畅通无阻。

9. 高度补偿阀

化油器各量孔的尺寸是按平原地区发动机正常工作所需的混合气成分而确定的。当汽车在高原行驶时，由于空气密度下降，混合气将相应变浓。高度补偿阀能够随大气压力的变化自

动补偿空气量、调节供油量，使混合气成分保持不变。

补偿阀的进气管 71 用橡胶管与空气滤清器连接，使补偿阀左腔与大气相通，右腔保持密封。在平原地区，针阀 77 关闭。当汽车在高原行驶时，由于大气压力下降，波纹管 74 伸长并向左推动摇臂 76，使针阀 77 开启，空气经补偿阀的进气管 71 和出气管 70 进入化油器，同时由于补偿空气的制动作用而使化油器的供油量有所减少，从而可以保持混合气成分不使其变浓。补偿阀内并列三个结构相同但尺寸各异的针阀，分别控制怠速空气（PS）、主腔空气（PM）和副腔空气（SM）的补偿量。三个针阀的出气管上分别刻有 PS、PM、SM 记号，用橡胶管分别与化油器相应的进气口连接，不能装错。当汽车在平原地区行驶时，三个进气口一定要用橡皮套堵上，否则将使混合气过稀。

四、凯虹（Keihin）型化油器

凯虹型化油器是下吸式、双重喉管、双腔真空分动式化油器，具有结构简单、价格低廉、故障率低和维修方便等优点。目前，奥迪 100、上海桑塔纳和捷达等轿车均装用凯虹型化油器。图 3－4－26 所示为其外形图。

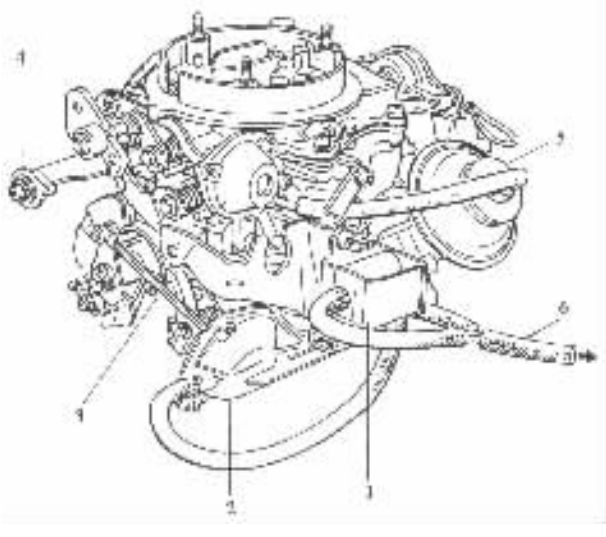


图 3－4－26　凯虹型化油器外形

1－怠速提速电磁阀；2－主腔节气门真空控制膜盒；3－阻风门真空控制膜盒；4－阻风门拉杆；5－副腔节气门真空控制膜盒；6－真空传输软管

凯虹型化油器具有下列结构特点。

1）平衡式浮子室。浮子由耐油塑料制成。在进油针阀 4 和推杆 5 之间装有弹簧 2（图 3－4－27）。其作用是当进油针阀处于关闭状态时，尽管浮子由于汽车颠簸而上下振荡，进油针阀仍能保持关闭，而不会使汽油从浮子室中溢出。

2）非独立怠速系统。具有两级怠速量孔 6、5 和两级怠速空气量孔 3、4。在怠速油道中装有怠速截止电磁阀 7，当关断点火开关时，电磁阀切断怠速系统供油（图 3－4－28）。

3）主供油系统包括主、副腔的主量孔 8、14，主喷管 3、4 和泡沫管 1、6 等（图 3－4－29）。在大负荷及高转速时，主、副腔节气门 9、12 均开启，主、副腔的主供油系统同时工作。如图 3－4

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

－29 所示，副腔节气门 12 通过连动臂和拉杆与膜片 11 相连接。当发动机在大负荷及高转速下运转时，在喉管处产生很大的真空度，并经负压孔 7 传输至副腔节气门真空控制膜盒。真空度克服膜片弹簧 10 的弹簧力，吸引膜片 11 向左并带动副腔节气门 12 开启。副腔节气门开始打开时，主腔节气门的开度恰为 60°。为了确保在主腔节气门开启 60°时副腔节气门一定开启，特地设置了上弯式机械锁机构以强制打开副腔节气门。

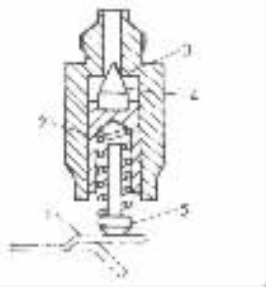


图 3－4－27 进油针阀组件

1－浮子臂；2－弹簧；3－针阀体；4－进油针阀；5－推杆

副腔设有过渡系统，而且在过渡系统油道上装有过渡截止电磁阀 2，其作用与怠速截止电磁阀相似。当接通点火开关时，电磁线圈通电，电磁力吸引截止阀向上将过渡油道打开；当切断点火开关时，电磁线圈断电，电磁力消失，截止阀在弹簧的作用下将过渡油道堵死。

4）只设真空加浓系统。加浓的汽油供入主腔的主供油系统，并与主供油系统的供油一起从主腔的主喷管喷出。

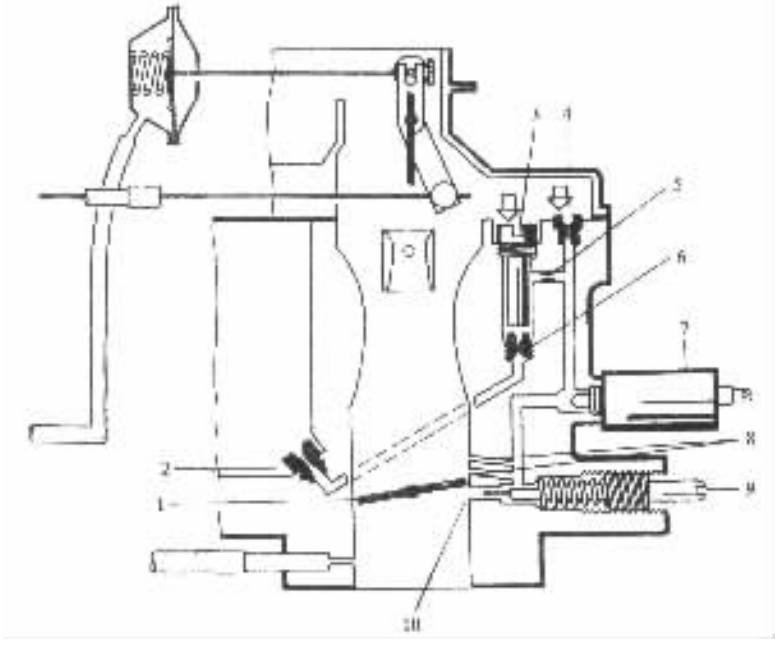


图 3－4－28 怠速系统

1－节气门；2－主量孔；3－第一怠速空气量孔；4－第二怠速空气量孔；5－怠速节油量孔；6－怠速量孔；7－怠速截止电磁阀；8－过渡喷口；9－怠速调整螺钉；10－怠速喷口

5）膜片式加速泵（图 3－4－30）。汽车不加速时，膜片弹簧 2 推压膜片 3 向上并保持其位置不变，膜片以下的容积增大，汽油从浮子室经进油阀 1 充满其间（图 3－4－30a）。加速时，节气门急速开大，通过连动机构使加速泵摇臂 5 压下推杆 4 和膜片 3，同时使膜片以下容积内的汽油受压，迫使进油阀 1 关闭，出油阀 8 打开，汽油便从加速泵喷嘴 6 喷出（图 3－4－30b）。

6）装有怠速提速系统。发动机在怠速时，如果打开空调，使空调压缩机工作，则发动机负荷增大，怠速转速将会下降使怠速不稳。怠速提速系统的作用就是在这种情况下，将节气门稍

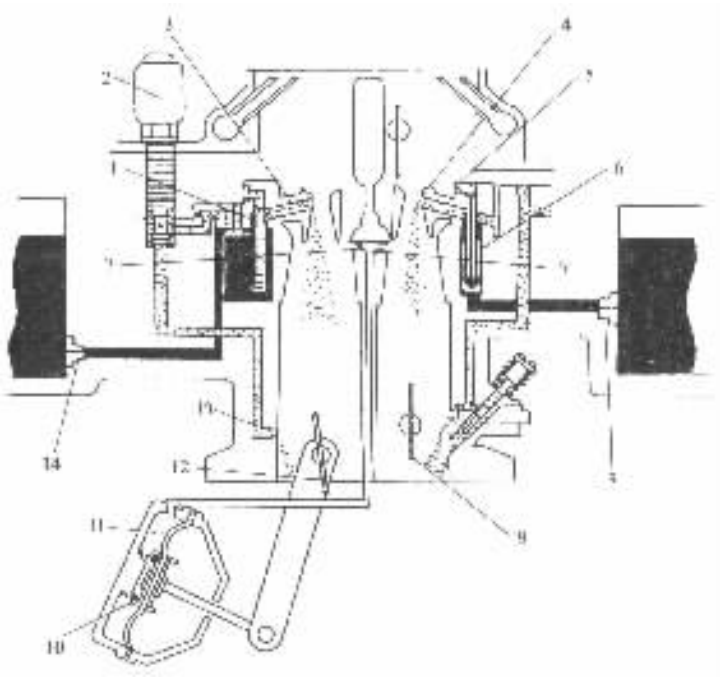


图 3－4－29　主供油系统

1－副腔泡沫管；2－副腔过渡截止电磁阀；3－副腔主喷管；4－主腔主喷管；5－主空气量孔；6－主腔泡沫管；7－负压孔；8、14－主、副腔主量孔；9－主腔节气门；10－膜片弹簧；11－膜片；12－副腔节气门；13－副腔过渡喷口

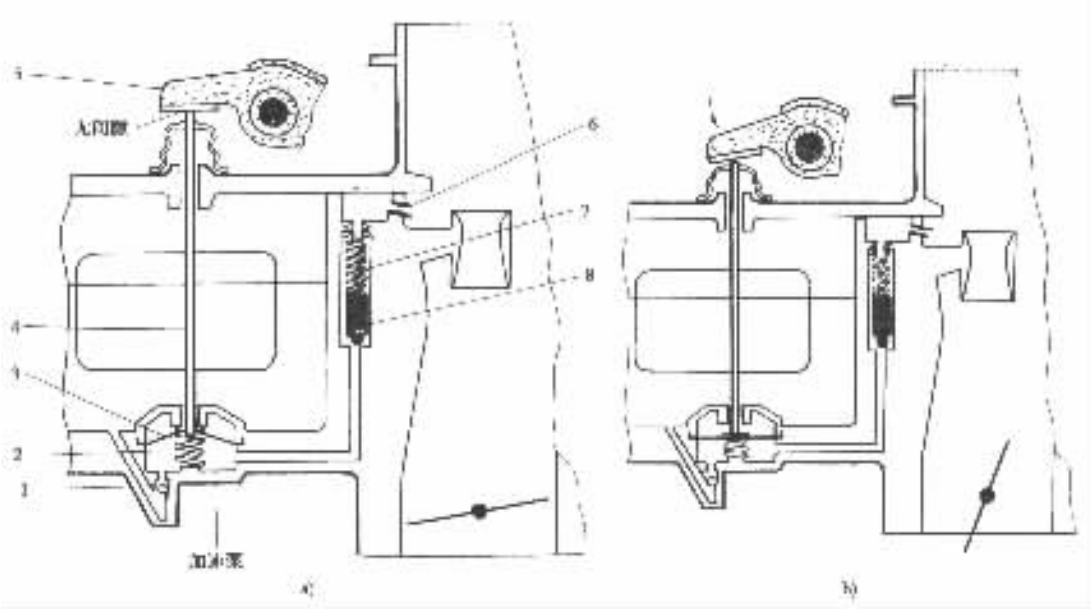


图 3－4－30　膜片式加速泵

a)非加速状态；b)加速泵油状态

1－进油阀；2－膜片弹簧；3－膜片；4－推杆；5－加速泵摇臂；6－加速泵喷嘴；7－出油阀弹簧；8－出油阀

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

微开大，增加进气量，使发动机能够在正常怠速转速下稳定运转。

凯虹型化油器的怠速提速系统如图 3－4－31 所示。怠速提速电磁阀 1 与空调压缩机共用一个电源开关，当打开空调时，电磁阀 1 同时接通电源并将真空传输通路开放，喉管真空度经真空传输软管 2 作用于节气门真空控制膜盒 3 的膜片上，吸动膜片向右并带动拉杆 4，使节气门开大一定角度。

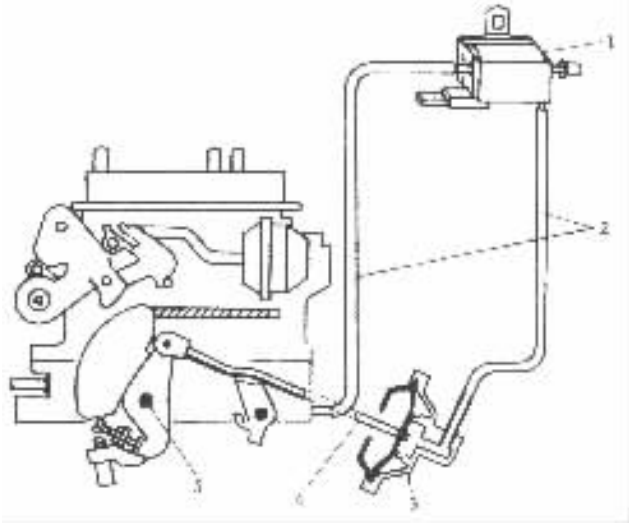


图 3－4－31 怠速提速系统

1－怠速提速电磁阀；2－真空传输软管；3－主腔节气门真空控制膜盒；4－拉杆；5－节气门轴

7）凯虹型化油器的冷起动系统由电热式自动阻风门、快怠速机构、阻风门连动机构和完爆器等组成。

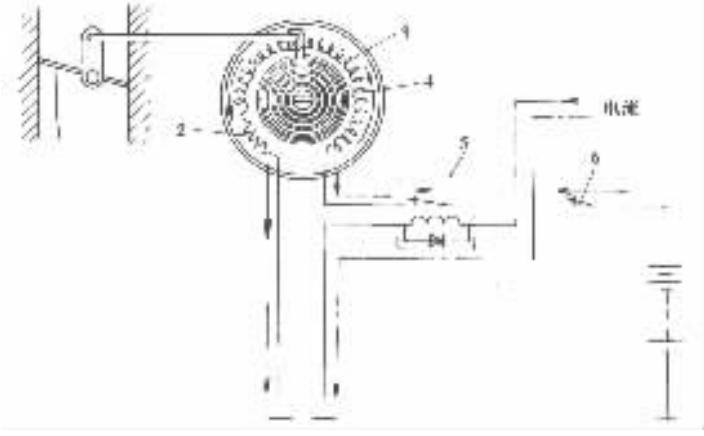


图 3－4－32 电热式自动阻风门原理图

1－阻风门；2－正温度特性热敏电阻；3－双金属弹簧；4－电热线圈；5－阻风门继电器；6－电源开关

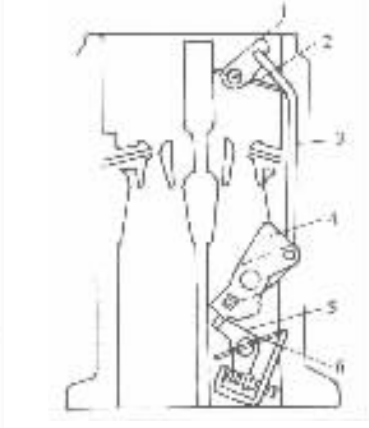


图 3－4－33 快怠速机构示意图

1－阻风门摆臂；2－阻风门；3－连动杆；4－快怠速凸轮；5－节气门摇臂；6－节气门

电热式自动阻风门的工作原理如图 3－4－32 所示。当温度低于规定值时，双金属弹簧 3 卷紧将阻风门 1 关闭。接通点火开关发动机起动之后，发电机输出的全电压加在阻风门继电器 5 的绕组两端，使继电器触点闭合，电流流过电热线圈 4 对双金属弹簧 3 进行加热。双金属弹簧受热舒张，带动阻风门开启。正温度特性热敏电阻 2 的作用是限制流过电热线圈的电流，不使其超过允许值。

快怠速机构如图 3－4－33 所示。当发动机冷起动时，阻风门 2 关闭，通过阻风门摆臂 1 带动连动杆 3 向上，使快怠速凸轮 4 触及节气门摇臂 5，并使后者带动节气门轴逆时针方向转过一定角度，将节气门稍微打开，以提高怠速转速。当阻风门完全打开以后，快怠速凸轮与节气门摇臂脱离，快怠速机构便不起作用了。

若在发动机冷起动后，需要汽车立即行驶并进入加速工况，而这时阻风门尚未打开，发动机将由于混合气突然变浓而熄火。为了防止发生这种现象，凯虹型化油器装置了阻风门连动机构，使节气门与阻风门连动，在节气门全开时强制打开阻风门。当节气门全开时，节气门连动臂 5(图 3－4－34)拨动快怠速凸轮 4 顺时针方向转动，并带动连动杆 3 和阻风门摆臂 1 使阻风门 2 打开。

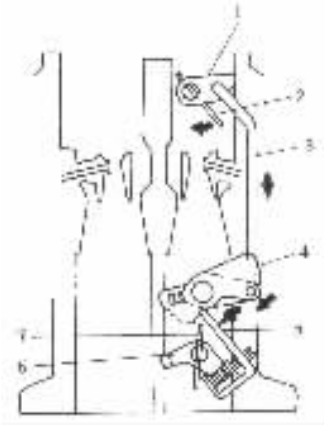


图 3－4－34　阻风门连动机构

1－阻风门摆臂；2－阻风门；3－连动杆；4－快怠速凸轮；5－节气门连动臂；6－节气门摇臂；7－节气门

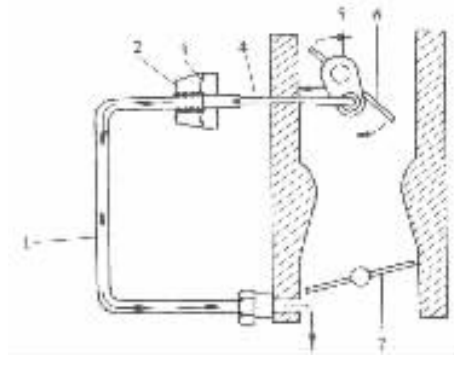


图 3－4－35　完爆器工作原理示意图

1－真空软管；2－阻风门真空控制膜盒；3－膜片；4－膜片拉杆；5－阻风门摆臂；6－阻风门；7－节气门

凯虹型化油器的完爆器如图 3－4－35 所示。发动机一经起动，节气门后的真空度经真空软管 1 传输到阻风门真空控制膜盒 2 并作用在膜片 3 上，通过膜片拉杆 4 及阻风门摆臂 5 将阻风门 6 稍微打开。

第六节　电子控制化油器

在现代汽车上普遍装有三效催化转换器以净化排气。这种装置仅当发动机燃用理论混合气时效果最佳。为此，要求化油器能够精确地控制它所供给的混合气成分。电子控制化油器便是为适应这一要求应运而生的。

1. 电子控制化油器系统

图 3－4－36 所示为电磁阀式电子控制化油器系统的组成。其中氧(O_2)传感器用来检测

版权所有 www.bzfxw.com 免费下载

发动机排气中 O_2 的浓度，并将其转换成电压信号用以判断化油器供给的混合气空燃比是否偏离理论空燃比。如果发动机燃用浓混合气，则氧传感器将输出高电压信号；若燃用稀混合气，则输出低电压信号。因此，氧传感器输出电压的高低反映了混合气空燃比偏离理论空燃比的程度。

电子控制化油器的各个工作系统与传统化油器基本相同。在大多数电子控制化油器中，将传统化油器的真空式加浓系统中的加浓活塞换之以混合气控制电磁阀。

2. 主供油系统空燃比的控制

当接通点火开关时，12V 电压加到混合气控制电磁阀 1 的电磁线圈上。电磁线圈的另一端接入电脑，并由电脑控制其通断。在电磁线圈处于断电状态下，电磁阀 1 中的柱塞阀被弹簧推至上面的位置。这时汽油从浮子室经控制量孔 2 进入化油器的主供油系统，并与从主量孔 3 进入主供油系统的汽油一起从主喷管喷出，使混合气加浓。当发动机燃用这种较浓的混合气时，氧传感器将输出高电压信号。当电脑接收到这一反馈信号后，使混合气控制电磁阀 1 接地，电磁线圈通电并产生磁力，吸引柱塞阀向下，堵塞控制量孔 2。这时进入主供油系统的只有通过主量孔 3 的汽油，使混合气变稀。燃用稀混合气使氧传感器输出低电压信号并传给电脑，电脑接收到此信号后，切断电磁阀的接地电路，电磁线圈断电，磁力消失，柱塞阀被弹簧推向上方又使混合气变浓。

在有些电子控制化油器系统中，电脑以每秒 10 次的不变频率使混合气控制电磁阀接地，

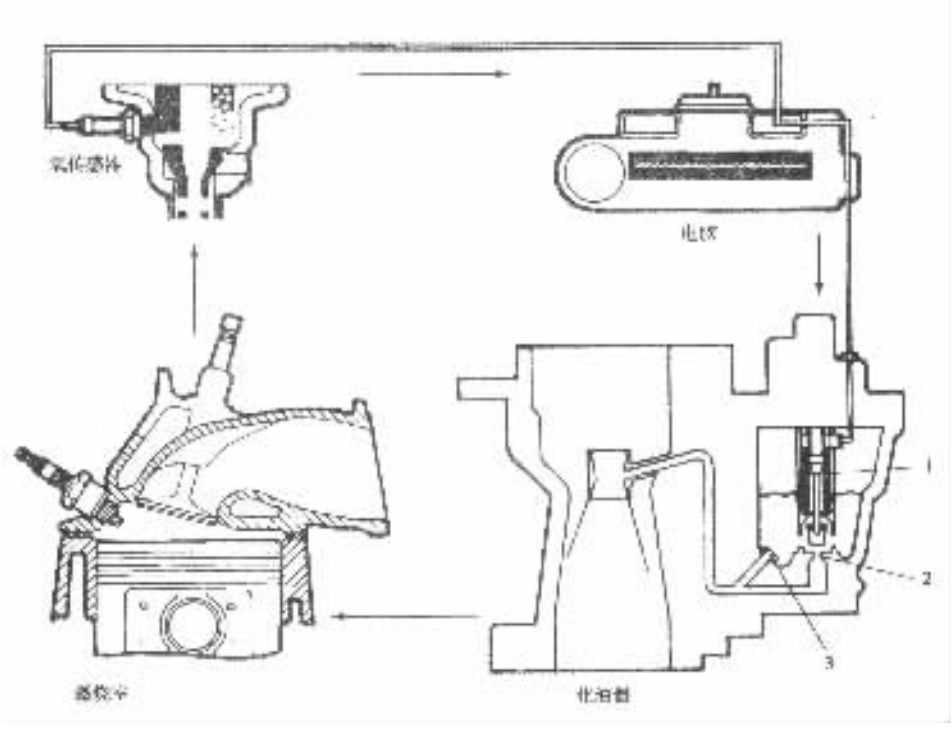


图 3－4－36 电磁阀式电子控制化油器系统

1－混合气控制电磁阀；2－控制量孔；3－主量孔

称这种接地频率为占空度。虽然占空度不变，但是电脑可以改变电磁阀的接地时间或通电时间。例如，若因为某种原因，电脑连续不断地收到来自氧传感器的低电压信号，电脑便会发出

指令缩短电磁阀的通电时间，以延长柱塞阀停在电磁阀上方的时间，让较多韵汽油通过控制量孔进入主供油系统，使混合气加浓，以便尽可能保持混合气成分为理论空燃比。这时，电脑使电磁阀在每个循环中有90%的时间断电，10%的时间通电（图3－4－37）。如果氧传感器连续向电脑传送高电压信号，电脑便发出稀化混合气的指令。这时，电脑将使电磁阀在每个循环中有90%的时间通电，10%的时间断电（图3－4－38），以改变混合气的空燃比使之达到理论空燃比。

电子控制化油器在大多数工况下供给理论空燃比的混合气。

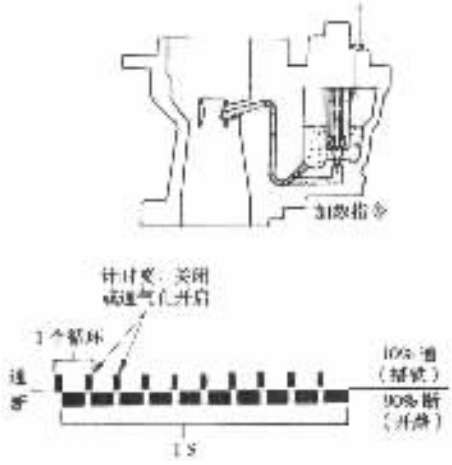


图3－4－37　加浓混合气的指令

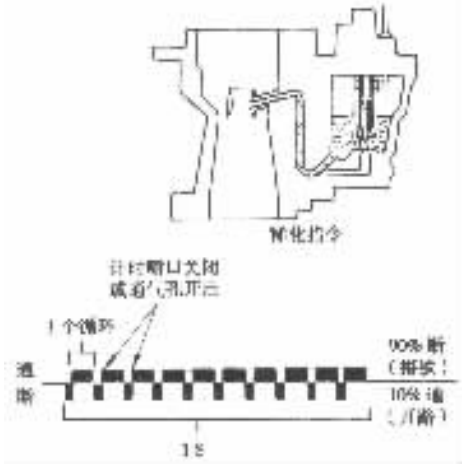


图3－4－38　稀化混合气的指令

3. 怠速系统空燃比的控制

在混合气控制电磁阀3的上方设有空气通道1与怠速系统相通（图3－4－39），当柱塞阀2在弹簧的作用下停在电磁阀的上方时，柱塞阀的顶部将空气通道堵塞，使怠速混合气加浓。若电脑使电磁阀接地，电磁线圈通电，电磁力吸引柱塞阀向下，这时空气通道打开，空气经柱塞阀顶部进入怠速系统，使怠速混合气变稀。在怠速时，电脑通过控制电磁阀保持混合气的空燃比等于或接近于理论空燃比。

4. 电脑的开环及闭环状态

当发动机温度较低时，氧传感器不能输出正常的电压信号。在没有氧传感器反馈信号输入的情况下，电脑进入开环状态。这时，电脑将按内存的程序控制空燃比，通常使化油器供给较浓的混合气。

当发动机冷却液的温度接近79.4℃以及氧传感器的电压信号正常时，电脑进入闭环状态。这时，电脑根据氧传感器的反馈信号控制空燃比。

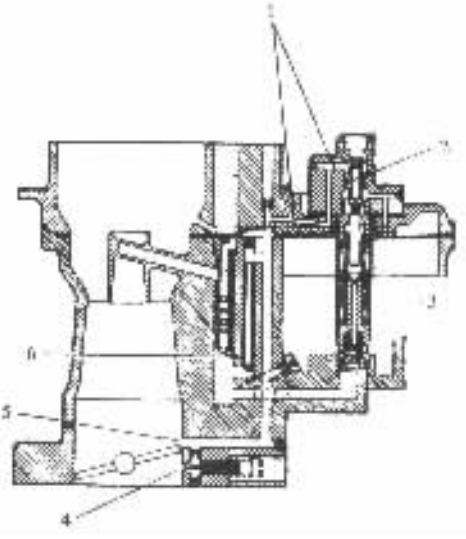


图3－4－39　附有空气通道的怠速系统

1－空气通道；2－柱塞阀；3－混合气控制电磁阀；4－怠速喷口；5－过渡喷口；6－怠速油道

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

第七节 辅助装置

一、汽油箱

汽油箱的功用是储存汽油。其数目、容量、形状及安装位置均随车型而异。汽油箱的容量应使汽车的续驶里程达 300 ~ 600km。

汽油箱由钢板或塑料制造。红旗 CA7220 型和奥迪 100 型轿车的汽油箱由镀铅钢板制成，容量为 80L，捷达和上海桑塔纳轿车则用高分子高密度聚乙烯塑料制造。塑料汽油箱的优点是质量轻、强度高、密封性好，可制成任意形状。

汽油箱是密封的，以防止汽油从中溅出，其上部有加油口和加油口盖。在专门使用无铅汽油的汽车上，汽油箱加油口的上部装有弹簧压力阀，在向汽油箱内加油时，只能使无铅汽油的加油嘴插入。加油口盖内有空气阀和蒸气阀（图 3 – 4 – 40）。随着汽油的不断消耗，汽油箱内的油面将逐渐下降，汽油箱内将出现一定的真空度。若真空度过大，汽油不可能被汽油泵吸出。这时，空气阀开启，使汽油箱与大气相通以消除汽油箱内的真空度。如果气温很高，汽油蒸发太快，将使汽油箱内压力过大。这时蒸气阀开启，使汽油蒸气逸出以保持汽油箱内的压力基本稳定。

在汽油箱上还装有油面指示表传感器、出油开关和放油螺塞等。汽油箱内通常有挡油板，为的是减轻汽车行驶时汽油的振荡。

二、汽油滤清器

汽油从汽油箱进入汽油泵之前，先经过汽油滤清器除去其中的杂质和水分，以减少汽油泵和化油器等部件的故障。

图 3 – 4 – 41 所示为国产 282 型汽油滤清器。在滤清器盖 1 上有进油管接头 2 和出油管接头 11，滤芯 5 用中心螺栓 7 紧固在滤清器盖上。由锌合金制成的沉淀杯 8 也用螺栓紧固在滤清器盖上。滤芯密封垫 3、6 的作用是防止汽油不经滤芯滤清直接从滤芯两端进入滤芯内腔。衬垫 4、9 是为了防止汽油外漏。

发动机工作时，汽油在汽油泵的作用下，经进油管接头 2 流入沉淀杯 8。水及较重的杂质沉淀于杯底，较轻的杂质悬浮在汽油中并在通过滤芯 5 时被阻隔在滤芯之外。汽油则通过滤芯的微孔进入滤芯内腔，再经出油管接头 11 流出。

滤芯多用多孔陶瓷或微孔滤纸制造。陶瓷滤芯结构简单，不消耗金属，滤清效果较好，但滤芯不易清洗干净，使用寿命短。纸质滤芯滤清效果好，结构简单，使用方便。现代轿车发动机多采用一次性使用、不可拆式纸质滤芯汽油滤清器，其结构如图 3 – 4 – 42 所示。一般每行驶 30000km 整体更换一次。

三、汽油泵

汽油泵的功用是将汽油从汽油箱吸出，经油管和汽油滤清器泵入化油器浮子室。

汽车上采用的汽油泵有机械驱动式和电动式两种。

1. 机械驱动式汽油泵

机械驱动式汽油泵由发动机配气机构凸轮轴或中间轴上的偏心轮驱动。不同型号的汽油泵，其结构和工作原理基本相同。图 3 – 4 – 43 所示的即是其中的一种。

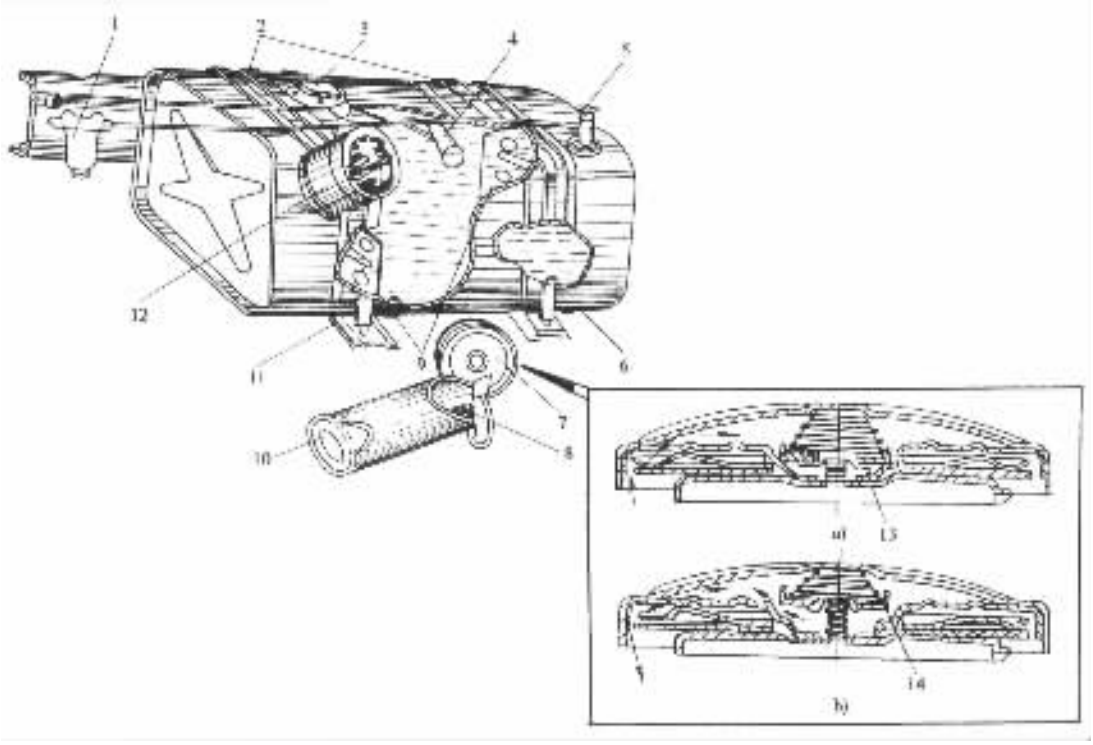


图 3－4－40　汽油箱及加油口盖

a)空气进入汽油箱；b)汽油蒸气逸出汽油箱

1－汽油滤清器；2－固定箍带；3－油面指示表传感器；4－传感器浮子；5－出油开关；6－放油螺塞；7－加油口盖；8－加油延伸管；9－挡油板；10－滤网；11－支架；12－加油口；13－空气阀；14－蒸气阀

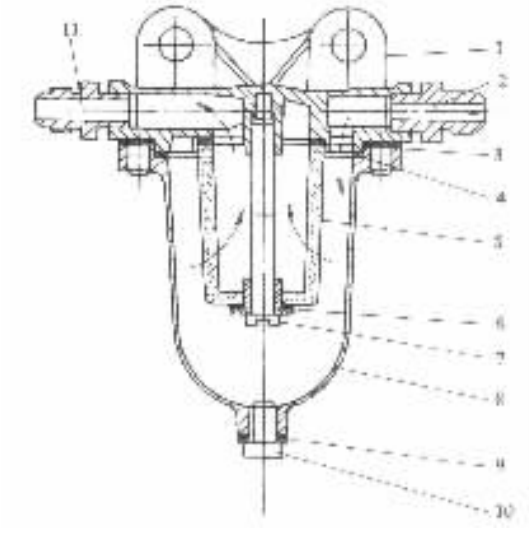


图 3－4－41　282 型汽油滤清器

1－滤清器盖；2－进油管接头；3、6－滤芯密封垫；4、9－沉淀杯密封垫；5－滤芯；7－中心螺栓；8－沉淀杯；10－放油螺塞；11－出油管接头

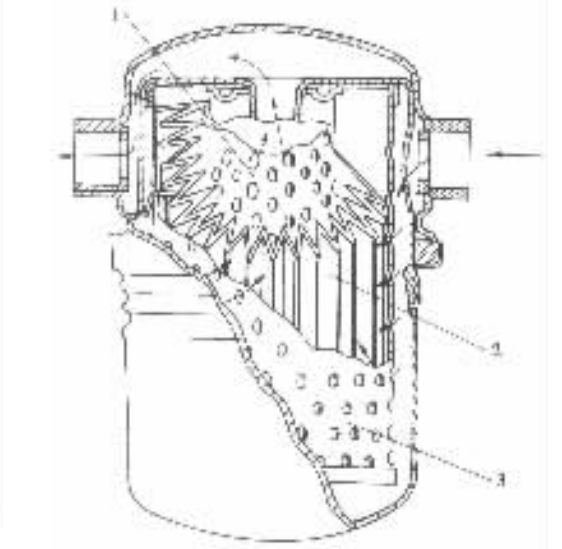


图 3－4－42　不可拆式纸滤芯汽油滤清器

1－滤芯内衬筒；2－纸质滤芯；3－滤芯外衬筒

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

发动机工作时，偏心轮 2 驱动外摇臂 3 绕摇臂轴 1 摆动。当外摇臂向上摆动时，外摇臂上的斜面带动内摇臂 4 向下摆动，并通过泵膜拉杆 6 拉动泵膜 8 向下弯曲到最低位置，这时泵膜

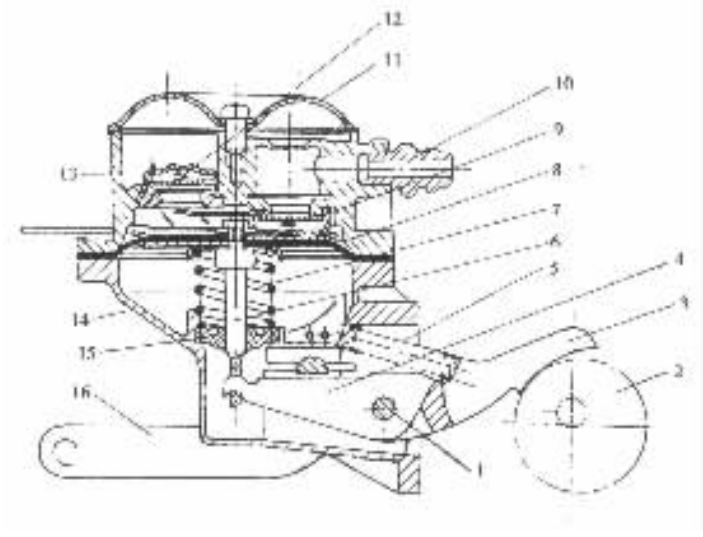


图 3－4－43 机械驱动式汽油泵

1－摇臂轴；2－偏心轮；3－外摇臂；4－内摇臂；5－摇臂回位弹簧；6－泵膜拉杆；7－泵膜弹簧；8－泵膜；9－进油阀；10－进油管接头；11－汽油泵盖；12－出油阀；13－上体；14－下体；15－泵膜拉杆油封；16－手摇臂

弹簧 7 被压缩。泵膜上方的容积增大，压力降低，使出油阀 12 关闭，进油阀 9 开启，汽油经进油管接头 10 进入泵膜上方的容积内，此为吸油行程。当外摇臂在摇臂回位弹簧 5 的推动下向下摆动时，由于内外摇臂是单向传动，因而内摇臂不能随其摆动。这时在泵膜弹簧的作用下，泵膜与泵膜拉杆一起向上移动，并带动内摇臂绕摇臂轴向上摆动。由于泵膜向上弯曲，泵膜上方的容积减小，压力增高，使进油阀关闭，出油阀开启，汽油经出油阀和出油管接头流向化油器，此即压油行程。显然，泵膜上、下移动的行程越大，供油量就越多。

为了保证在任何使用条件下都能向发动机供给充足的汽油，汽油泵的供油能力比发动机最大耗油量大 2.5～3.5 倍。因此，在发动机工作时，汽油泵应自动调节其实际供油量使之与发动机的实际耗油量相适应。另外，为了保证浮子系统的正常工作，在进油针阀关闭时，由泵膜弹簧造成的供油压力对进油针阀的作用力必须小于浮子所受到的浮力对进油针阀的作用力。

汽油泵供油量的调节，实际上就是改变泵膜的移动行程。在压油行程中，泵膜从最低位置上移到最高位置时，压油行程最大，供油量最多。如果泵膜停在最低位置，压油行程为零，则供油量也为零。当发动机的耗油量减少而汽油泵的供油量较多时，供油管路中的油压将会增高，且当油压作用在泵膜上的力与泵膜弹簧力达到平衡时，泵膜停止上移，虽然此时泵膜并未到达最高位置，但压油行程已经结束。由于泵膜行程缩小，供油量相应减少。当发动机耗油量增多时，由于管路中油压下降，泵膜将上移到较高的位置才能使油压与弹簧刀平衡。这时由于泵膜压油行程增加，供油量相应增多。

汽油泵在压油行程的供油量与其在吸油行程的进油量相等。

汽油泵的供油压力一般为 0.027～0.037MPa，供油压力的大小决定于泵膜弹簧特性及安装

时的预紧力。

在发动机起动之前，如发现化油器浮子室内无油或储油不足，可用手摇臂 16 手动泵油。如果拉动手摇臂不起泵油作用时，表明发动机停机时偏心轮刚好使外摇臂摆至最高位置，而泵膜被拉至最低位置。这时应转动曲轴，使外摇臂摆至最低位置，泵膜上移至最高位置，然后拉动手摇臂即可泵油。

2. 电动式汽油泵

图 3－4－44 所示为国产 B501 型电动汽油泵，它主要由电磁驱动机构和供油机构组成。

在供油机构中，在泵筒 12 的底部装有进油阀 17，泵筒内还装有柱塞 10，而柱塞底部则装设出油阀 19。柱塞在电磁线圈 11 产生的电磁力和复位弹簧 18 的弹簧力的作用下在泵筒内作往复运动。

作为驱动机构主要元件的电磁线圈 11，其一端接电源，另一端接固定触点 23。活动触点 24 与永久磁铁 6 固定在触点支架 7 上。触点支架可以绕固定在下极板 8 上的小轴摆动，使触点闭合或断开。

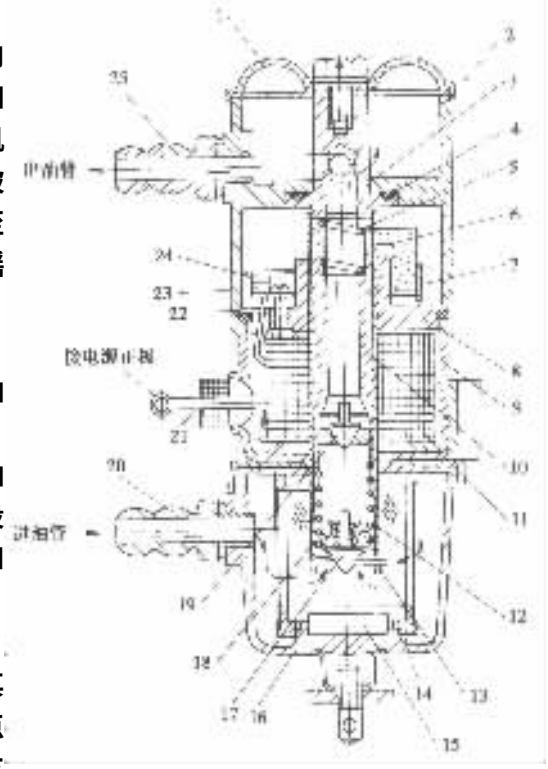


图 3－4－44　B501 型电动式汽油泵

1－汽油泵盖；2－上体；3－出油接合座；4－密封圈；5－缓冲弹簧；6－永久磁铁；7－触点支架；8－下极板；9－中体；10－柱塞；11－电磁线圈；12－泵筒；13－进油阀座；14－滤芯；15－磁铁；16－沉淀杯；17－进油阀；18－柱塞复位弹簧；19－出油阀；20－进油管接头；21－接线柱；22－绝缘套；23－固定触点；24－活动触点；25－出油管接头

在接通电源之前汽油泵不工作，这时柱塞被复位弹簧 18 推到如图 3－4－44 所示的上极限位置。永久磁铁 6 由于吸引柱塞而向左摆动并带动触点支架 7 使活动触点 24 与固定触点 23 闭合。此时若接通电源，电磁线圈 11 便产生磁场，吸引柱塞克服复位弹簧力向下移动，从而使泵筒 12 内油压升高。在油压的作用下，进油阀 17 关闭，出油阀 19 开启，汽油经出油阀进入柱塞中心空腔。柱塞下移后，永久磁铁下端由于吸引下极板 8 而向右摆动，使触点分开，电路切断，电磁场消失。这时柱塞在复位弹簧的作用下向上移动到上极限位置，并将储存于柱塞中心空腔内的汽油经出油接合座 3 泵出。与此同时，出油阀关闭，进油阀开启，汽油从进油管接头 20 进入沉淀杯 16，再经滤芯 14 滤清后从进油阀流入泵筒内腔。以后又重复上述动作，如此循环往复，其泵油频率为每秒 20～25 次。

汽油泵盖 1 下面封存的空气和缓冲弹簧 5 起稳定油压的作用。

B501 型电动汽油泵的供油量约 85L/h，可用于 110kW 以下的汽油机。电动汽油泵必须竖直安装，使沉淀杯朝下。

电动汽油泵的优点是安装位置不受发动机结构的限制，可以安装在远离机体、排气管等高温机件而且通风良好的地方，这有利于降低油管中汽油的温度，减小产生汽阻的可能性。电动汽油泵可以在发动机起动前先行工作，使化油器和管路中充满汽油，以利发动机起动。在汽车下坡滑行时，可以将电动汽油泵电路开关断开，停止向化油器供油，有利于节油。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

第五章 汽油喷射式发动机的燃油系统

第一节 汽油喷射系统的分类

汽油喷射式发动机的燃油系统简称汽油喷射系统，它是在恒定的压力下，利用喷油器将一定数量的汽油直接喷入气缸或进气管道内的汽油机燃油供给装置。

目前，在国产汽车上特别是中型货车上还广泛采用化油器，因为它工作可靠、结构简单、使用方便和成本低廉。但是化油器不能满足对现代汽车提出的降低排污，提高动力性和经济性的迫切要求。自 20 世纪 90 年代以来，电子控制的汽油喷射系统在一些发达国家生产的汽车上已占统治地位，在轿车上已取代了传统的化油器。我国政府也已规定，从 2001 年 7 月起，禁止生产化油器类轿车和 5 座客车。也就是说，这类汽车应取消化油器，全部采用汽油喷射式的燃油系统。

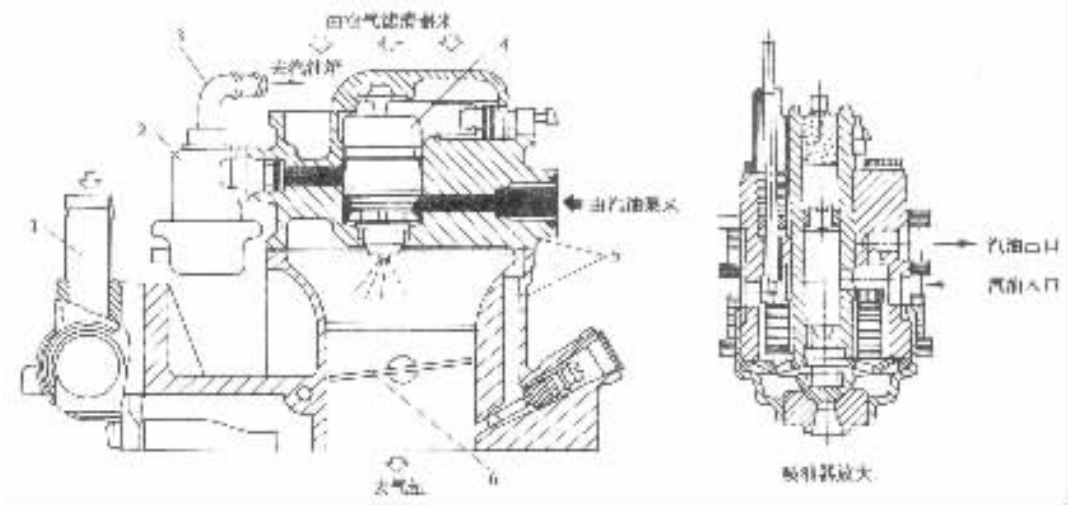


图 3－5－1 进气管喷射(节气门体喷射)

1－空气阀；2－油压调节器；3－回油管；4－喷油器；5－节气门体；6－节气门

与化油器相比，汽油喷射系统具有下列优点：

1)能根据发动机工况的变化供给最佳空燃比的混合气；

2)供入各气缸内的混合气，其空燃比相同，数量相等；

3)由于进气管道中没有狭窄的喉管，因此进气阻力小，充气性能好。

因此，汽油喷射式发动机具有较高的动力性和经济性，良好的排放性。此外，发动机的振动有所减轻，汽车的加速性也有显著改善。

车用汽油喷射系统有多种类型，可按不同方法进行分类：

1)按汽油喷射系统的控制方法分为机械控制式、电子控制式及机电混合控制式3种。近十年来电子控制汽油喷射系统得到了迅速而又充分的发展,成本大幅度下降,使用可靠性和可维修性都达到了相当高的水平。

2)按喷射部位的不同可分为缸内喷射和缸外喷射两种。缸内喷射是通过安装在气缸盖上的喷油器,将汽油直接喷入气缸内。这种喷射系统需要较高的喷射压力,约3~5MPa。因而喷油器的结构和布置都比较复杂,目前极少应用。缸外喷射系统是将喷油器安装在进气管或进气支管上,以0.20~0.35MPa的喷射压力将汽油喷入进气管或进气道内。前者称进气管喷射,后者称进气道喷射。

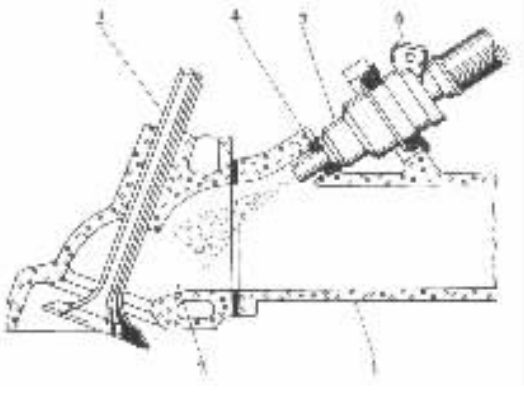


图3-5-2　进气道喷射

1-进气支管;2-进气道;3-进气门;4-密封圈;5-喷油器;6-接线柱

进气管喷射系统的喷油器安装在节气门体上(图3-5-1),而节气门体安装在进气支管的上部,相当于化油器式发动机安装化油器的位置。因此,进气管喷射又称节气门体喷射(TBI)。由于一台发动机只装有1或2个喷油器在节气门体上,所以又称这种喷射方式为单点喷射(SHI)。

进气道喷射(PFI)系统是每个气缸设置一个喷油器,各个喷油器分别向各缸进气道(进气门前方)喷油(图3-5-2)。这种喷射方式又称多点喷射(MPI)。

3)按喷射的连续性将汽油喷射系统分为连续喷射式和间歇喷射式。连续喷射是指在发动机工作期间,喷油器连续不断地向进气道内喷油,且大部分汽油是在进气门关闭时喷射的。这种喷射方式大多用于机械控制式或机电混合控制式汽油喷射系统。间歇式喷射是指在发动机工作期间,汽油被间歇地喷入进气道内。电子控制汽油喷射系统都采用间歇喷射方式。

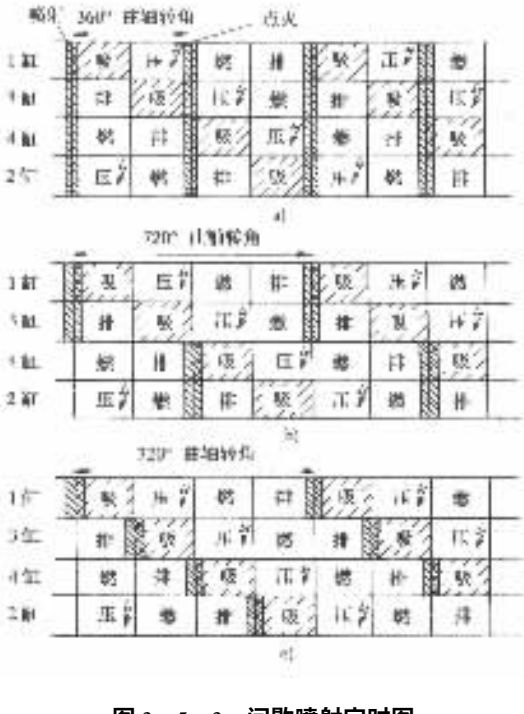


图3-5-3　间歇喷射定时图

a)同时喷射;b)分组喷射;c)按序喷射

间歇喷射还可按各缸喷射时间分为同时喷射、分组喷射和按序喷射等三种形式。同时喷射是电控单元发出同一个指令控制各缸喷油器同时喷油(图3-5-3a)。分组喷射是指各缸喷油器分成两组,每一组喷油器共用一根导线与电控单元连接,电控单元在不同时刻先后发出两个喷油指令,分别控制两组的喷油器交替喷射(图3-5-3b)。按序喷射则是指喷油器按发动机各缸的工作顺序进行喷射。电控单元根据曲轴位置传感器信号,辨别各缸的进气行程,适时发出各缸喷油指令以实现按序喷射(图3-5-3c)。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

第二节 机械控制及机电混合控制汽油喷射系统

德国波许(Bosch)公司分别于 1973 及 1982 年先后生产出 K－叶特朗尼克(K－Jetronic)型机械控制汽油喷射系统及 KE－叶特朗尼克型机电混合控制汽油喷射系统。前者简称 K 型汽油喷射系统,后者简称 KE 型汽油喷射系统。曾经先后用于许多欧洲一些国家生产的轿车和客货两用汽车上。

本节简要介绍 K 型及 KE 型汽油喷射系统的基本组成和工作原理。

一、K 型汽油喷射系统

K 型汽油喷射系统有两个特点:

1)混合气的调节和配制为机械液力式控制;

2)定压多点连续喷射,即当发动机工作时,喷油器以一定的压力连续不断地向进气道喷油。

图 3－5－4 所示为 K 型汽油喷射系统的组成。

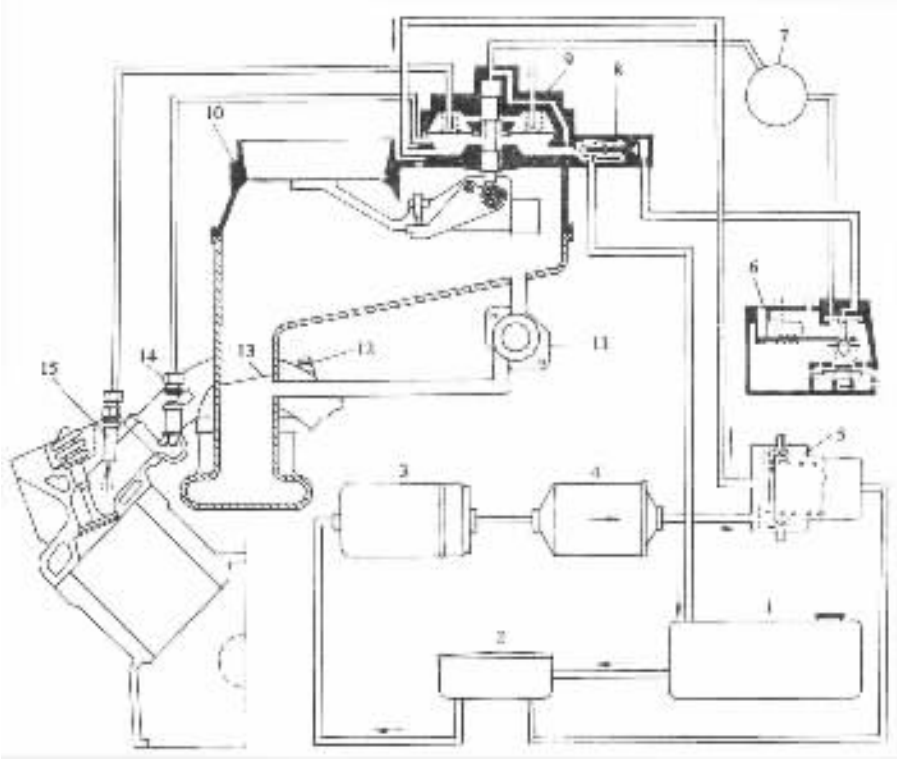


图 3－5－4 K 型汽油喷射系统

1－汽油箱;2－消声器;3－电动汽油泵;4－汽油滤清器;5－蓄压器;6－暖车调节器;7－油压脉动缓冲器;8－油压调节器;9－燃油分配器;10－空气计量器;11－补充空气阀;12－热时间开关;13－节气门;14－冷起动喷嘴;15－喷油器

空气首先经空气计量器 10 计量,再经节气门 13 进入进气管和进气道。汽油则从汽油箱 1 被电动汽油泵 3 吸出,并在其中加压到 0.35MPa。然后在汽油滤清器 4 中滤除杂质,再经蓄压

器 5 消除汽油压力的脉动后送入燃油分配器 9。在电动汽油泵的入口处装有消声器 2，用来消除油压脉动而产生的噪声。燃油分配器根据空气计量器对发动机进气量计量的结果，将所需的燃油量分配到各缸喷油器 15。喷油器则将汽油喷入进气道并与其中的空气混合。当进气门开启时，混合气便进入气缸。

混合气成分由空气计量器 2 与燃油分配器 5 联合控制（图 3－5－5）。空气流量感知板 4 固定在空气计量器杠杆 11 的左端，其右端安装平衡重块 8。销轴 10 是空气计量器杠杆的支点。滚轮 9 与燃油分配器的控制柱塞 6 接触，当空气流量感知板以销轴为支点摆动时，滚轮将推动控制柱塞上、下移动。当发动机在某工况下稳定工作时，在空气流的动压力作用下，空气流量感知板绕销轴下摆。在气体动压力、平衡重与感知板等零件的重力，以及作用在控制柱塞顶部燃油压力的共同作用下，感知板将停在某一平衡位置不动。

燃油分配器主要由控制柱塞 6 与柱塞套 7 这一对精密偶件及差压阀组成。差压阀数及柱塞套上的进、出油孔数均与发动机的气缸数相同。差压阀内有一个钢制膜片阀 13 将差压阀分隔为上、下两个腔。上腔 15 与柱塞套 7 上的出油孔 17 连通，出油管 16 连接喷油器。差压阀下腔 14 通过环形管道彼此连通并与柱塞套上的进油孔 12 相连。差压阀的作用是保持其上、下腔的压差不变，以保证燃油分配器的供油量只决定于出油孔通过截面积或控制柱塞的升程。

发动机不工作时，节气门关闭，空气流量感知板停在空气流道 3 的喉部。这时控制柱塞处于最低位置，出油孔被控制柱塞封闭。差压阀内的膜片阀将出油管封闭，不向喷油器供油（图 3－5－5a）。

发动机在部分负荷工作时，节气门部分开启，空气流量感知板向下摆动一定的角度并推动控制柱塞上移。这时出油孔打开，汽油从差压阀下腔经柱塞套上的进油孔和出油孔进入差压阀上腔，使上腔油压升高，膜片阀向下弯曲，汽油便经出油管供向喷油器（图 3－5－5b）。在膜片阀向下弯曲时，上腔容积增大，故上、下腔的压差仍然保持不变。

发动机在全负荷下工作时，节气门全开，空气流量最大，感知板下摆至最低位置，控制柱塞上移至最高位置，柱塞套上的出油孔全开，供油量最多（图 3－5－5c）。

为了在发动机怠速和全负荷工况供给浓混合气，而在部分负荷时供给稀混合气，需将空气计量器中的空气流道制成变锥角的锥形通道。当空气流量相同时，大锥角的空气流道，感知板下摆较小，控制柱塞的升程也较小，供油量自然较少，混合气相应地较稀，反之亦然。因此，将空气流道制成几段锥角不等的锥形通道，即可满足各种工况对混合气成分的要求。

图 3－5－6 所示为燃油分配器的结构示意图。

油压调节器用来调节燃油系统的压力，使其保持恒定不变。冷起动喷嘴的功用是当发动机冷起动时向进气管额外喷入一定数量的汽油，以加浓混合气。

二、KE 型汽油喷射系统

KE 型汽油喷射系统的组成如图 3－5－7 所示。

KE 型与 K 型汽油喷射系统的不同之处有：

1）在空气计量器杠杆的销轴上装有电位计，空气流量感知板位置的变化及其变化的速率通过电位计转变为电信号输入电控单元，电控单元根据信号的特征判定是否需要加浓混合气。

2）差压阀内的弹簧装在膜片阀的下面，只要下腔的油压发生变化，供油量就会改变。

3）设有电－液油压调节器，用来改变差压阀下腔的油压。电－液油压调节器由电控单元控制。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

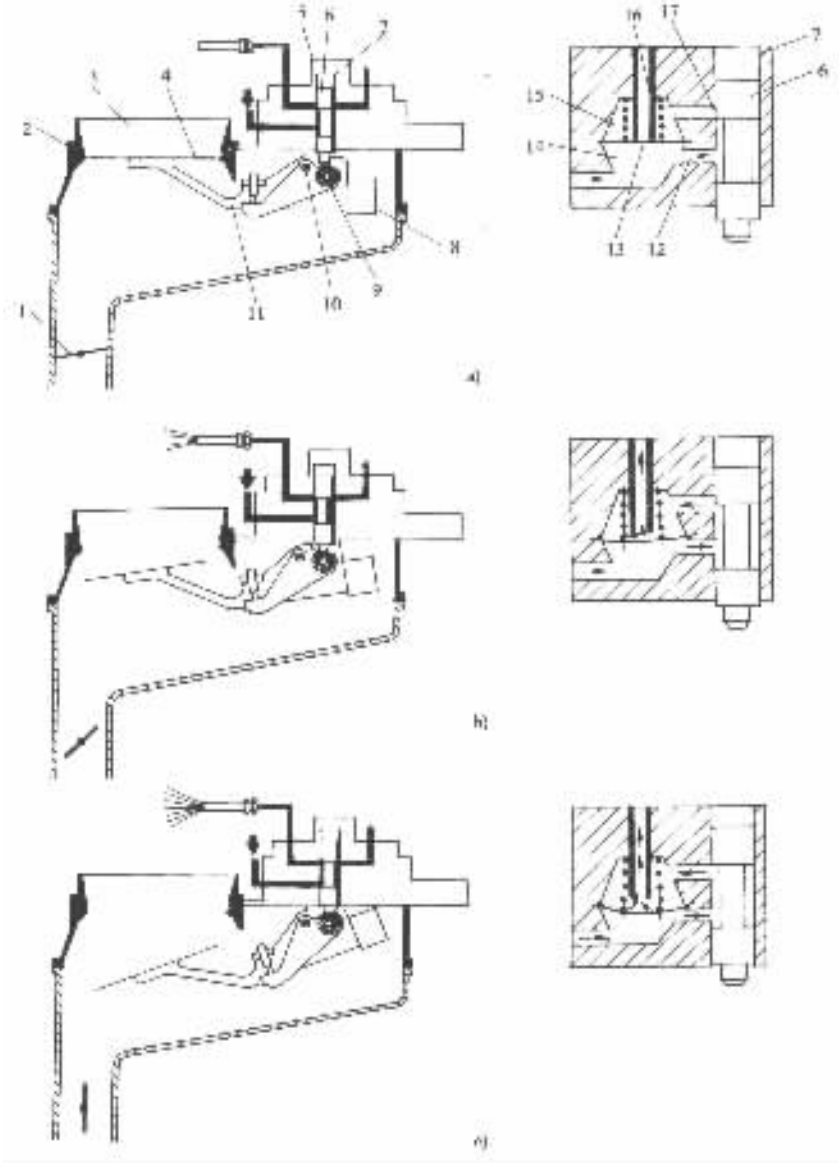


图 3－5－5 空气计量器与燃油分配器的工作原理

1－节气门；2－空气计量器；3－空气流道；4－空气流量感知板；5－燃油分配器；6－控制柱塞；7－柱塞套；8－平衡重块；9－滚轮；10－销轴；11－杠杆；12－进油孔；13－膜片阀；14－差压阀下腔；15－差压阀上腔；16－出油管；17－出油孔

4)设有一套电子控制装置，其中包括各种传感器和电控单元。电控单元的功用是处理来自各种传感器的信号，并形成控制电流传输给电－液油压调节器，以达到最终控制喷油量或混合气成分的目的。

在 KE 型汽油喷射系统中，喷油器的基本喷油量仍然由空气计量器和燃油分配器联合控制，其工作原理与 K 型汽油喷射系统相同。但是，KE 型汽油喷射系统中，空气流道的形状只保证在发动机全部工作范围内所供给的混合气为理论混合气，即过量空气系数 $\phi_a = 1.0$。电子控制装置和电－液油压调节器则对基本喷油量进行修正，以适应发动机在各种工况下对混

合气成分的不同要求。

图 3－5－8 所示为电－液油压调节器结构与工作原理的示意图。电－液油压调节器 11 安装在燃油分配器 3 上，其上端与差压阀下腔 9 连通。电－液油压调节器的外壳由非磁性材料制成，其中装有两个电磁铁 13 和 14。在两个电磁铁中间设有衔铁 20，衔铁固定在由弹性材料制成的挡板 12 上。在电－液油压调节器的壳体内还装有永久磁铁 17。永久磁铁和电磁铁所产生的磁力线在 L_2 和 L_3 两个空隙处方向相同，相互迭加，磁力较强。而在 L_1 和 L_4 两个空隙处磁力线方向相反，磁力减弱，于是衔铁与挡板一起在磁力的作用下将发生移动。由于永久磁铁产生的磁力线不变，电磁铁产生的磁力线与通过电磁线圈 15 的电流成比例，因此衔铁所受到的磁力或衔铁与挡板的移动距离便与励磁电流成比例。

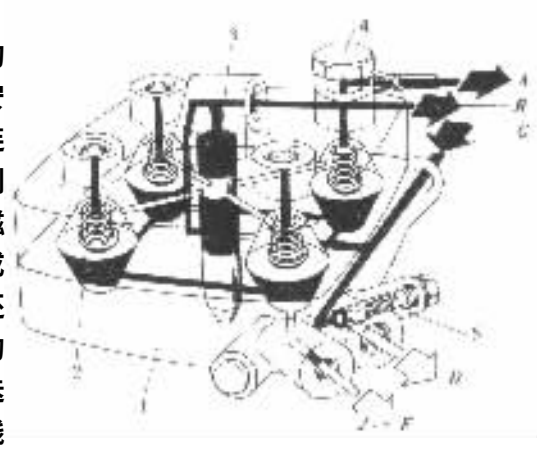


图 3－5－6　四缸发动机的燃油分配器

1－燃油分配器；2－差压阀；3－控制柱塞；4－油管接头；5－油压调节器；*A*－通喷油器；*B*－通暖车调节器；*C*－来自汽油泵；*D*－通汽油箱；*E*－通冷起动喷嘴

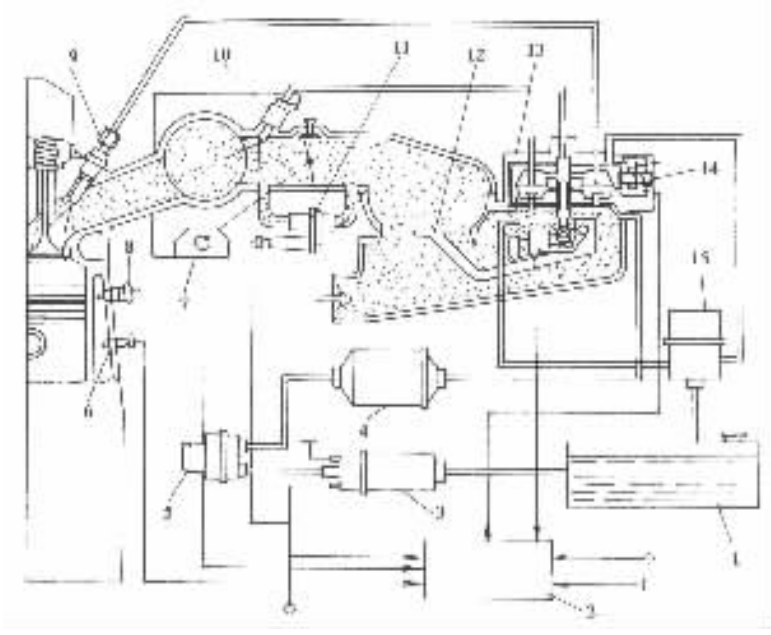


图 3－5－7　KE 型汽油喷射系统

1－汽油箱；2－电控单元；3－电动汽油泵；4－汽油滤清器；5－蓄压器；6－发动机温度传感器；7－节气门位置传感器；8－热时间开关；9－喷油器；10－冷起动喷嘴；11－补充空气阀；12－空气计量器；13－燃油分配器；14－电－液油压调节器；15－系统油压调节器

励磁电流即为电控单元输出的控制电流。由此可见，控制电流越大，衔铁与挡板移动的距离越大，挡板将越靠近喷油口 10。

当挡板移近喷油口时，汽油从喷油口喷出时将受到较大的阻力。喷入电－液油压调节器

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

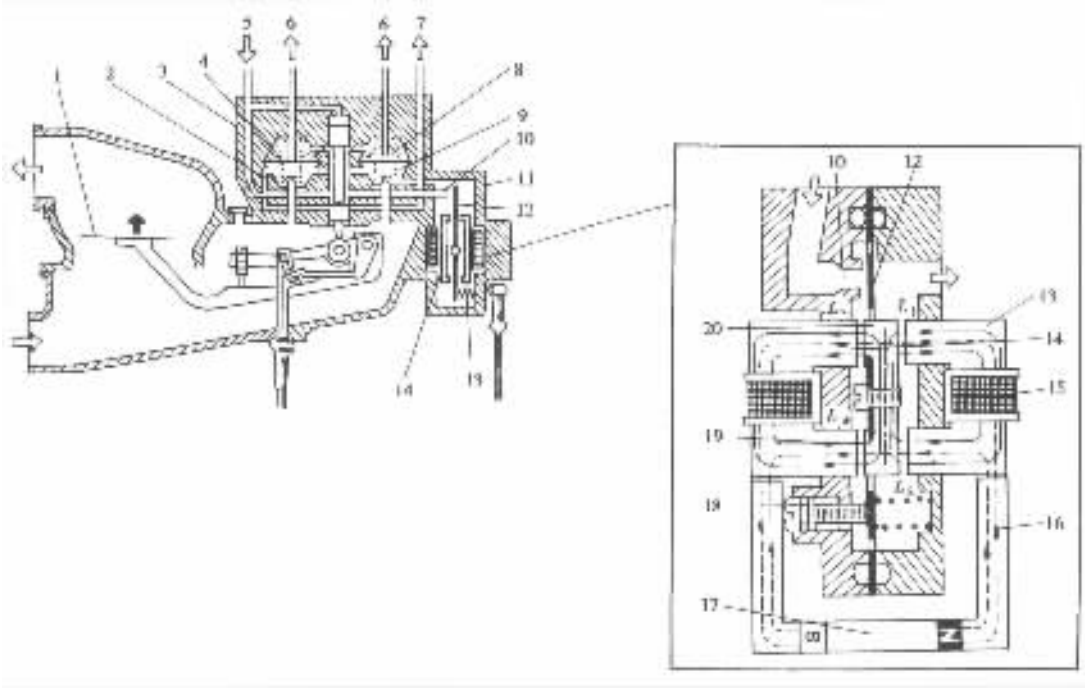


图 3－5－8 电－液油压调节器

1－空气流量感知板；2－节流孔；3－燃油分配器；4－差压阀膜片；5－进油口；6－通喷油器的出油口；7－通系统油压调节器的出油口；8－差压阀上腔；9－差压阀下腔；10－喷油口；11－电－液油压调节器；12－挡板；13、14－电磁铁；15－励磁线圈；16－永久磁铁磁力线；17－永久磁铁；18－力矩调节螺钉；19－电磁铁磁力线；20－衔铁

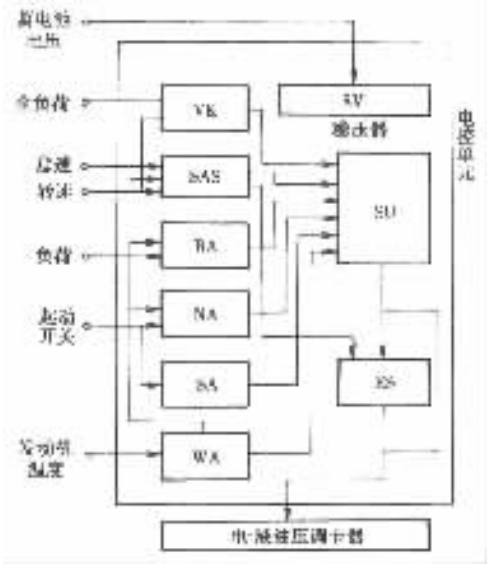


图 3－5－9 KE 型汽油喷射系统电控单元控制框图

VK－全负荷校正；SAS－滑行断油；BA－加速加浓；NA－起动后运行；

SA－起动运行；WA－暖车；SU－累加器；ES－输出级

顶部的汽油压力下降较多。因为调节器顶部与差压阀下腔连通，所以差压阀下腔的油压随之降低，从而增大了差压阀上、下腔的压差，使燃油分配器的供油量增加。显然，燃油分配器的供油量即喷油器的喷油量与控制电流成比例。

电控单元根据各传感器检测的发动机运行参数形成不同强度的控制电流，并通过电－液油压调节器来修正喷油量。例如：

1）暖车工况发动机在暖车期间混合气需要加浓的程度取决于发动机的温度。电控单元根据安装在机体水套中的发动机温度传感器输入的电信号，判定发动机温度的高低，并形成相应大小的控制电流。

2）加速工况发动机加速时，电控单元根据发动机的温度和空气流量感知板位置的变化速率确定混合气应该加浓的程度，并输出相应的控制电流以实现加速加浓。当发动机在低温下加速时，电控单元还将触发一个能持续 1s 的加浓电脉冲。

3）全负荷工况全负荷工况的运行信号由节气门位置传感器和发动机转速传感器传输给电控单元。后者根据输入的负荷和转速信号计算出所需的加浓量，并以控制电流的形式传输给电－液油压调节器。

图 3－5－9 所示为 KE 型汽油喷射系统电控单元的控制框图。各种传感器输入的信号先经滤波器滤除干扰信号，再经过校正，然后在累加器 SU 中相加，形成控制电流，经输出级 ES 放大后传输给终端控制元件电－液油压调节器。

第三节　电子控制汽油喷射系统的基本类型

电子控制汽油喷射系统（EFI 系统）是以电控单元（ECU）为控制中心，并利用安装在发动机上的各种传感器测出发动机的各种运行参数，再按照电脑中预存的控制程序精确地控制喷油器的喷油量，使发动机在各种工况下都能获得最佳空燃比的可燃混合气。

目前，各类汽车上所采用的电子控制汽油喷射系统在结构上往往有较大的差别，在控制原理及工作过程方面也各具特点。本节只介绍最有代表性的、典型的电子控制汽油喷射系统。

一、波许 D 型（D－叶特朗尼克）汽油喷射系统

D 型汽油喷射系统是最早应用在汽车发动机上的电子控制多点间歇式汽油喷射系统，其基本特点是以进气管压力和发动机转速作为基本控制参数，用来控制喷油器的基本喷油量。

D 型汽油喷射系统的组成如图 3－5－10 所示。

汽油箱 1 内的汽油被电动汽油泵 2 吸出并加压至 0.35MPa 左右，经汽油滤清器 3 滤除杂质后被送至燃油分配管。燃油分配管与安装在各缸进气支管上的喷油器 6 相通。在燃油分配管的末端装有油压调节器 12，用来调节油压使其保持稳定。

发动机的进气量由汽车驾驶员通过加速踏板操纵节气门来控制。节气门开度越大，进气量就越多，进气管压力也越大，反之亦然。安装在进气管上的进气管压力传感器 7 将进气管压力转变为电信号传输给电控单元 15。

喷油器的喷油量和喷油时刻由电控单元控制。电控单元首先根据分电器中的曲轴转角传感器确定发动机转速，再根据转速和进气管压力计算出相应的喷油量，并通过控制喷油持续时间来控制喷油量。电控单元还根据曲轴转角传感器发出的第一缸上止点信号，控制各缸喷油器在进气行程开始之前进行喷油。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

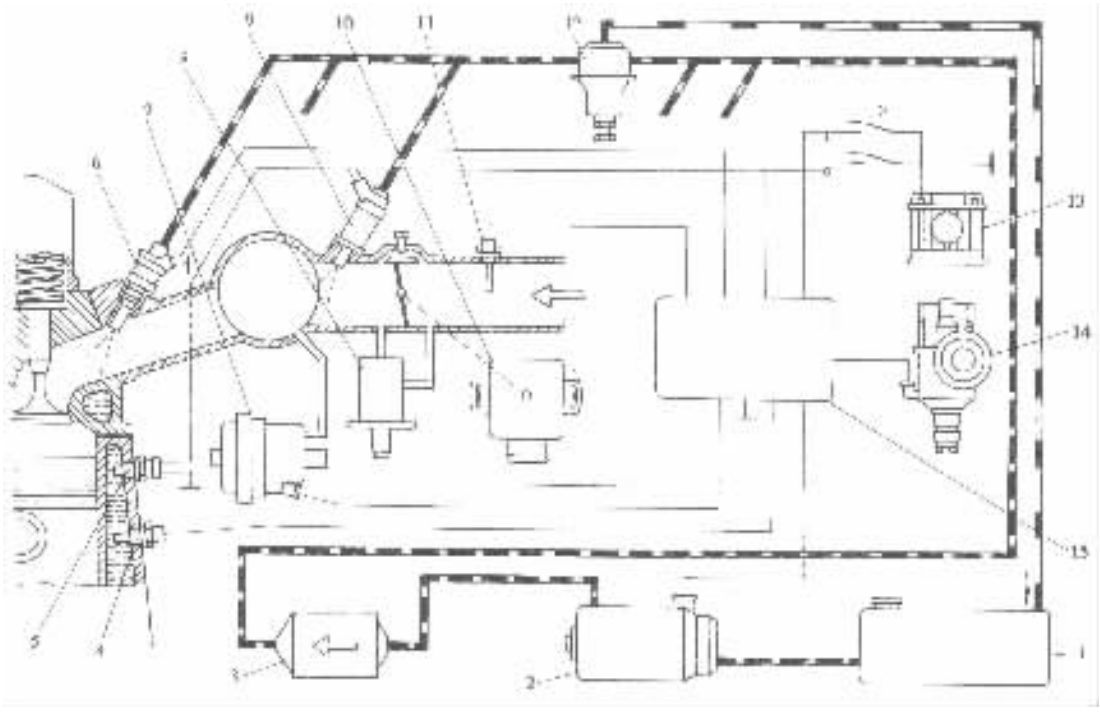


图 3－5－10 波许 D 型汽油喷射系统

1－汽油箱；2－电动汽油泵；3－汽油滤清器；4－发动机温度传感器；5－热时间开关；6－喷油器；7－进气管压力传感器；8－补充空气阀；9－冷起动喷嘴；10－节气门位置传感器；11－进气温度传感器；12－油压调节器；13－蓄电池；14－分电器；15－电控单元

电控单元根据进气管压力和发动机转速计算出的喷油量是基本喷油量，尚须根据发动机的运行状况加以修正，以满足发动机各种运行工况对混合气成分的要求。

当发动机在怠速工作时，节气门接近关闭，节气门位置传感器 10 中的怠速触点闭合，这时电控单元指令喷油器增加喷油量，供给发动机较浓的混合气，以维持怠速运转的稳定性，并将怠速的有害排放控制在最低水平。

发动机在中小负荷下运转时，电控单元根据发动机温度传感器 4 和进气温度传感器 11 传输来的发动机温度和进气温度信号，对基本喷油量进行修正，修正后的喷油量满足向发动机供给经济混合气的要求。

发动机在全负荷下工作时，节气门全开，节气门位置传感器中的全负荷触点闭合。电控单元按照供给发动机功率混合气的要求增加喷油量，实现全负荷加浓，以使发动机发出最大功率。

至于冷起动加浓和暖机加浓的原理则与机械控制汽油喷射系统相同。

D 型汽油喷油系统结构简单，工作可靠。但控制精度稍差，当大气状态有较大变化时，汽车加速反应不良。现代汽车发动机上所使用的 D 型汽油喷射系统都是经过改进的，如采用运算速度快、内存容量大的微机，完善控制功能等。德国大众公司的 1600 型、奔驰 250CE、奔驰 280SE，日本丰田公司的 HIACE、CROWN 等轿车均采用 D 型汽油喷射系统。

二、波许 L 型(L 叶特朗尼克)汽油喷射系统

L 型汽油喷射系统是在 D 型汽油喷射系统的基础上,于 20 世纪 70 年代发展起来的多点、间歇式汽油喷射系统,目前应用最为广泛。它以发动机的进气量和发动机转速作为基本控制参数,从而提高了喷油量的控制精度。

L 型汽油喷射系统的组成如图 3－5－11 所示,其构造和工作原理与 D 型基本相同,其控制过程可用图 3－5－12 所示的程序框图加以说明。

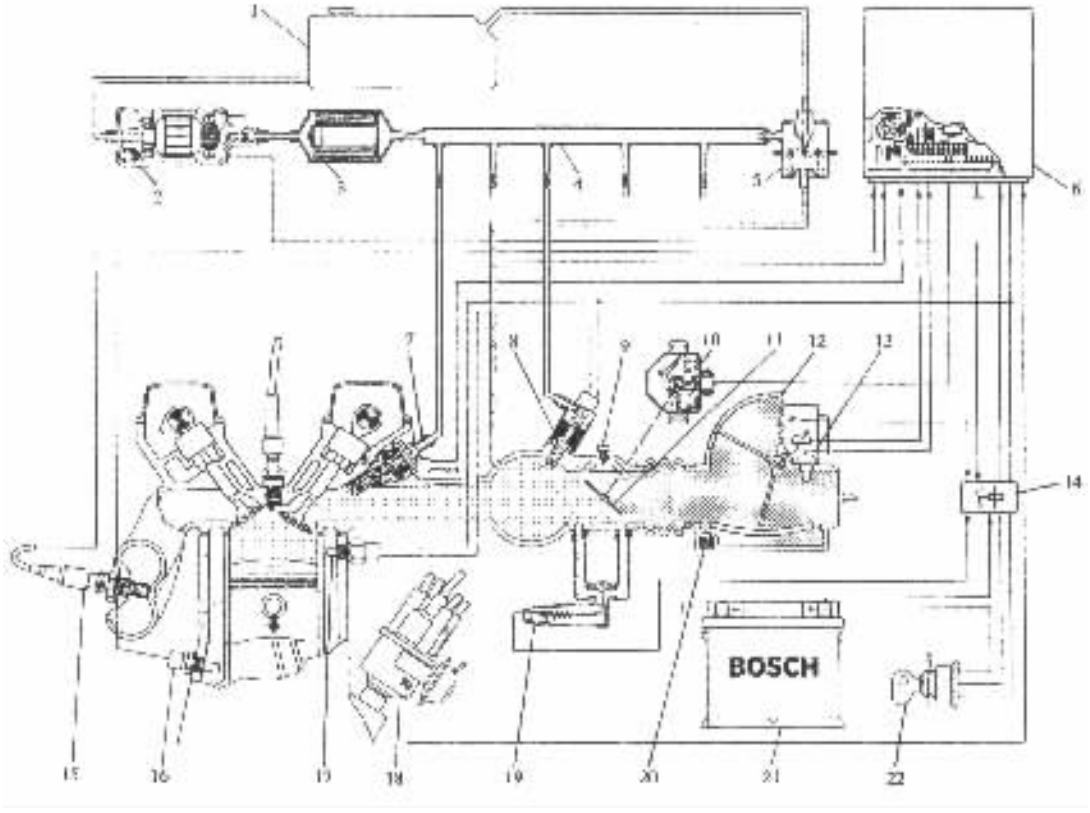


图 3－5－11　波许 L 型汽油喷射系统

1－汽油箱;2－电动汽油泵;3－汽油滤清器;4－燃油分配管;5－油压调节器;6－电控单元;7－喷油器;8－冷起动喷嘴;9－怠速调节螺钉;10－节气门位置传感器;11－节气门;12－空气流量计;13－进气温度传感器;14－继电器组;15－氧传感器;16－发动机温度传感器;17－热时间开关;18－分电器;19－补充空气阀;20－怠速混合气调节螺钉;21－蓄电池;22－点火开关

在控制过程中,程序首先读入各传感器检测到的发动机运行参数。其中包括空气流量计 12 测得的进气量,分电器 18 内的曲轴位置传感器测得的发动机转速,发动机温度传感器 16 测得的冷却液温度,进气温度传感器 13 测得的进气温度,氧传感器 15 测得的混合气的空燃比,以及节气门位置传感器 10 测得的节气门位置及其运动状态等。随后,在程序的步骤 S4 中,根据进气量和发动机转速计算出基本喷油量 T_p。在步骤 S6 中电控单元根据进气温度和冷却液温度在内存的查值表中确定温度修正系数 T_e。在步骤 S8 中确定发动机在未充分预热的情况

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

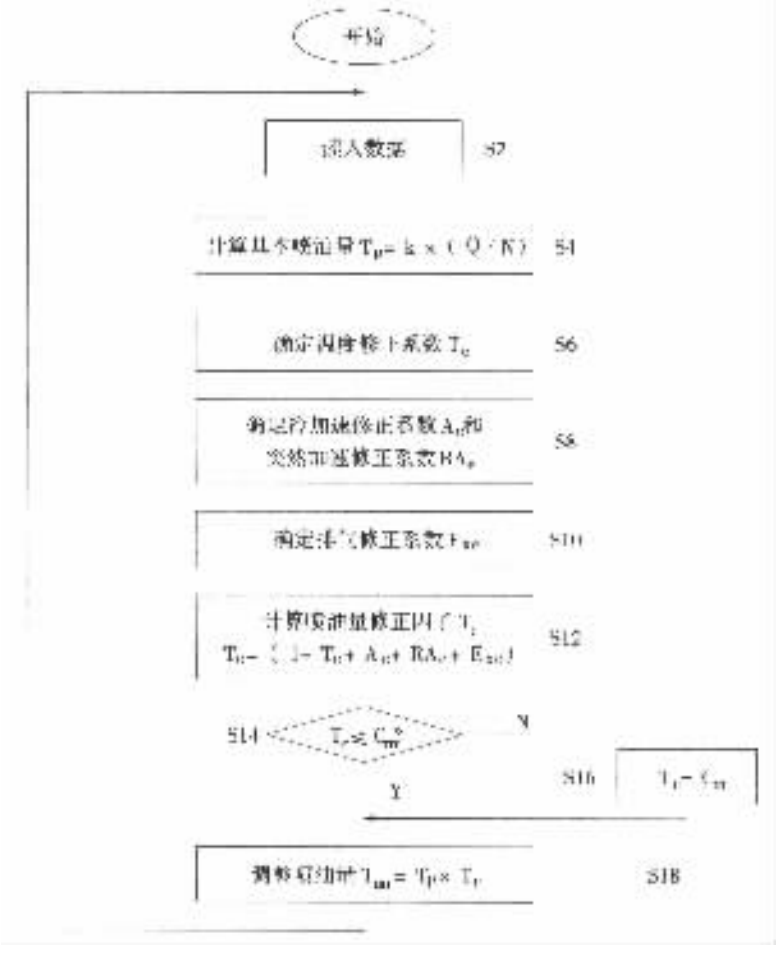


图 3－5－12 L 型汽油喷射系统的控制过程

下加速和突然加速时的修正系数 A_e 和 RA_e。在步骤 S10 中电控单元根据氧传感器检测出的实际空燃比确定排气修正系数 E_{xc}在步骤 S12 中综合各修正系数，计算基本喷油量的修正因子 T_c。然后，在步骤 S14 中将修正因子 T_c 与其最大值 C_m 进行比较。如果 $T_c \leqslant C_m$，则以 T_c 值来修正基本喷油量 如果 $T_c > C_m$，则将 C_m 赋值给 T_c，再以 T_c 修正基本喷油量。这样做可以避免发动机在低温加速或突然加速时喷油量过多。最后，在步骤 S18 中完成用 T_c 对基本喷油量 T_p 的修正，修正后的实际喷油量为 T_{au}。

三、波许 LH 型（LH－叶特朗尼克）汽油喷射系统

LH 型汽油喷射系统是 L 型汽油喷射系统的变型产品，两者的结构与工作原理基本相同，不同之处是 LH 型采用热线式空气流量计，而 L 型采用翼片式空气流量计。热线式空气流量计无运动部件，进气阻力小，信号反应快，测量精度高。另外，LH 型汽油喷射系统的电控装置采用大规模数字集成电路，运算速度快，控制范围广，功能更加完善。

LH 型汽油喷射系统的组成如图 3－5－13 所示。

LH 型汽油喷射系统中的节气门位置传感器 12 能向电控单元 17 提供节气门由全闭到全开整个范围内连续变化的开度信号，使电控单元可以根据节气门位置及其变化的速率适时地

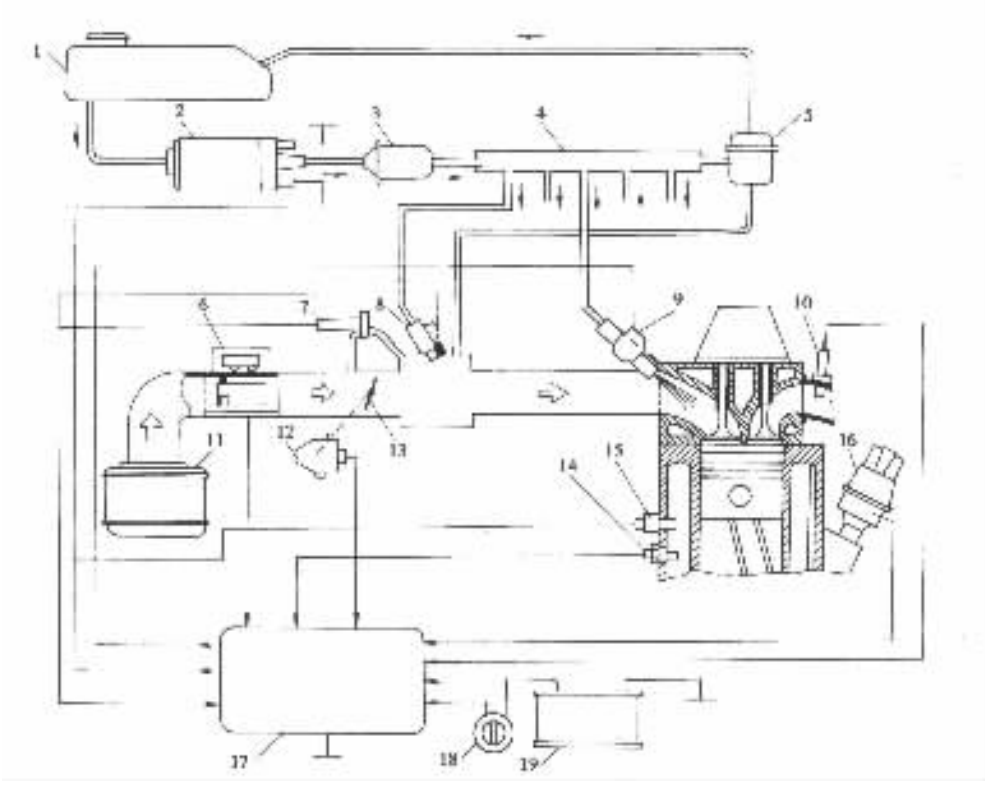


图 3－5－13　波许 LH 型汽油喷射系统

1－汽油箱；2－电动汽油泵；3－汽油滤清器；4－燃油分配管；5－油压调节器；6－热线式空气流量计；7－补充空气阀；8－冷起动喷嘴；9－喷油器；10－氧传感器；11－空气滤清器；12－节气门位置传感器；13－节气门；14－发动机温度传感器；15－热时间开关；16－分电器；17－电控单元；18－点火开关；19－蓄电池

进行起动加浓、怠速加浓、全负荷加浓和加速加浓。此外，在汽车急减速时，还能实现急减速断油。当发动机转速下降至设定转速时，能够及时恢复喷油。

LH 型汽油喷射系统的控制方式与 L 型汽油喷射系统一样均为闭环控制或反馈控制。即通过安装在发动机排气管上的氧传感器测量排气中剩余氧气的含量，可以确定上一循环的喷油量是否适当。电控单元根据氧传感器的输入信号，不断对喷油量进行调整，使混合气的空燃比保持在理想的范围内。

采用 LH 型汽油喷射系统的轿车很多，如凌志 LS400、日产 NAXIMA、马自达 626 及奔驰 600SE 等。

四、波许 M 型（莫特朗尼克）汽油喷射系统

M 型汽油喷射系统将 L 型汽油喷射系统与电子点火系统结合起来，用一个由大规模集成电路组成的数字式微型计算机同时对这两个系统进行控制，从而实现了汽油喷射与点火的最佳配合，进一步改善了发动机的起动性、怠速稳定性、加速性、经济性和排放性。广泛地用于轿车发动机上，如宝马 535i、奥迪 V8 等。

M 型汽油喷射系统的组成如图 3－5－14 所示。

M 型汽油喷射系统中的点火子系统包括点火线圈 8、分电器 9、火花塞 10 和高压导线等。

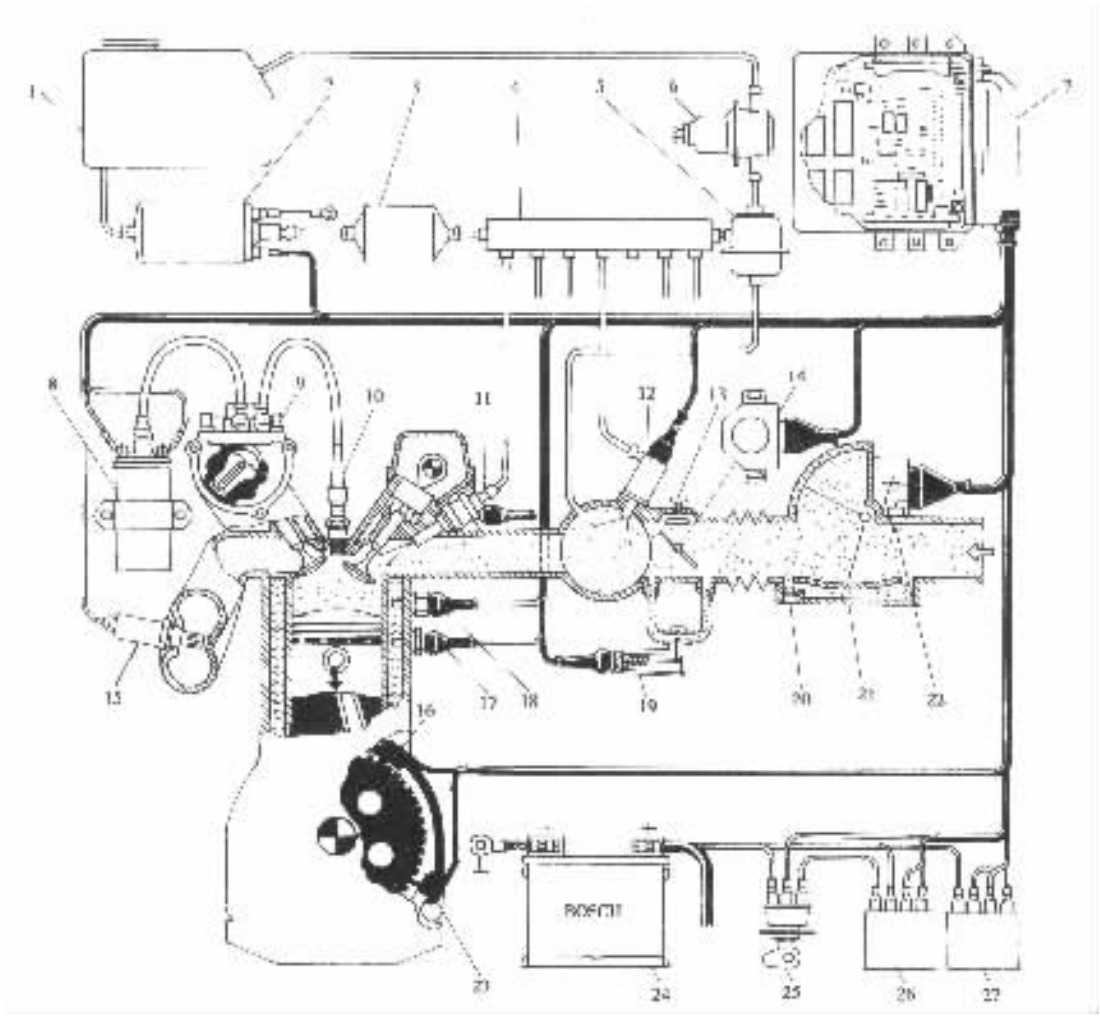


图 3－5－14 M 型汽油喷射系统

1－汽油箱；2－电动汽油泵；3－汽油滤清器；4－燃油分配管；5－油压调节器；6－油压脉动缓冲器；7－电控单元；8－点火线圈；9－分电器；10－火花塞；11－喷油器；12－冷起动喷嘴；13－怠速调节螺钉；14－节气门及节气门位置传感器；15－氧传感器；16－曲轴位置传感器；17－发动机温度传感器；18－热时间开关；19－补充空气阀；20－怠速混合气调节螺钉；21－空气流量计；22－进气温度传感器；23－发动机转速传感器；24－蓄电池；25－点火开关；26－主继电器；27－电动汽油泵继电器

点火线圈的初级端经点火开关与蓄电池 24 的正极连接。当初级绕组中有电流流过时，点火线圈通过电控单元 7 中的输出晶体管接地。点火提前角的调节和触点闭合角的控制完全由电控单元完成。预先将发动机在各种工况下的最佳点火提前角制成点火特性脉谱图，并以数字形式存储在电控单元内。在发动机工作时，电控单元根据运行工况以及发动机温度、进气温度、节气门位置等信息确定一个最佳点火提前角，使发动机在最佳经济性、动力性和排放性的状况下运行。

M 型汽油喷射系统控制框图如图 3－5－15 所示。

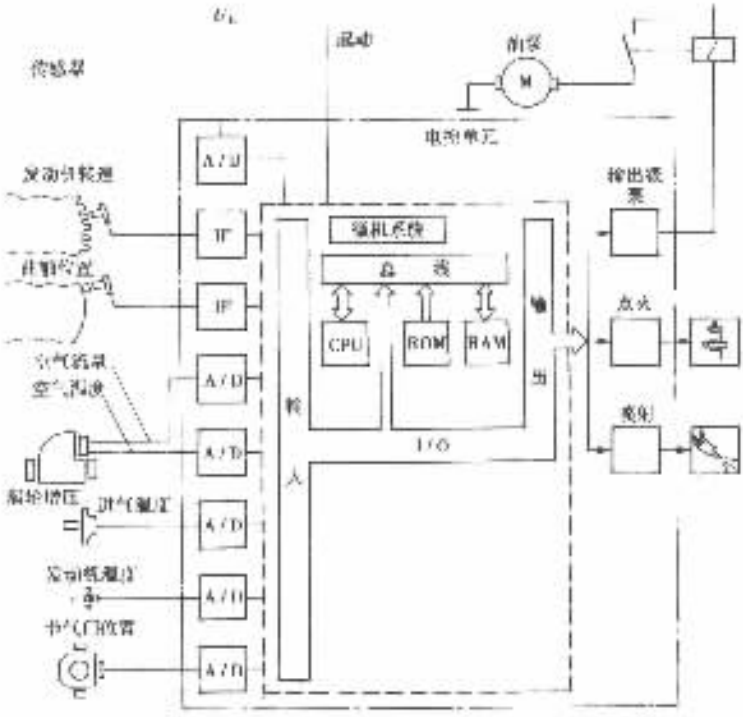


图 3－5－15　M 型汽油喷射系统控制框图

IF－脉冲成形电路；A/D－模数转换；CPU－中央处理单元；RAM－随机存储器；ROM－只读存储器；I/O－输入输出电路

五、节气门体汽油喷射系统

节气门体汽油喷射系统是单点喷射系统。与上述多点喷射系统不同，单点喷射系统只用一个或两个安装在节气门体上的喷油器，将汽油喷入节气门前方的进气管内，并与吸入的空气混合形成混合气，再通过进气支管分配至各气缸。

单点喷射系统的工作原理与多点喷射系统相似。电控单元根据发动机的进气量或进气管压力以及曲轴位置传感器、节气门位置传感器、发动机温度传感器及进气温度传感器等测得的发动机运行参数，计算出喷油量，在各缸进气行程开始之前进行喷油，并通过喷油持续时间的长短控制喷油量。

典型的单点喷射系统有通用汽车公司的 TBI 系统，福特公司的 CFI 系统，三菱公司的 ECI 系统和波许公司的 Mono－叶特朗尼克系统。单点喷射系统由于喷射压力低（约 0.1MPa），所以降低了对燃油系统零部件的技术要求，从而降低了成本。在性能上优于电控化油器，而不及多点喷射系统。但是单点喷射系统结构简单，工作可靠，维修调整方便，在中级和普及型轿车上应用较多。

波许公司的 Mono－叶特朗尼克节气门体汽油喷射系统的组成如图 3－5－16 所示。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

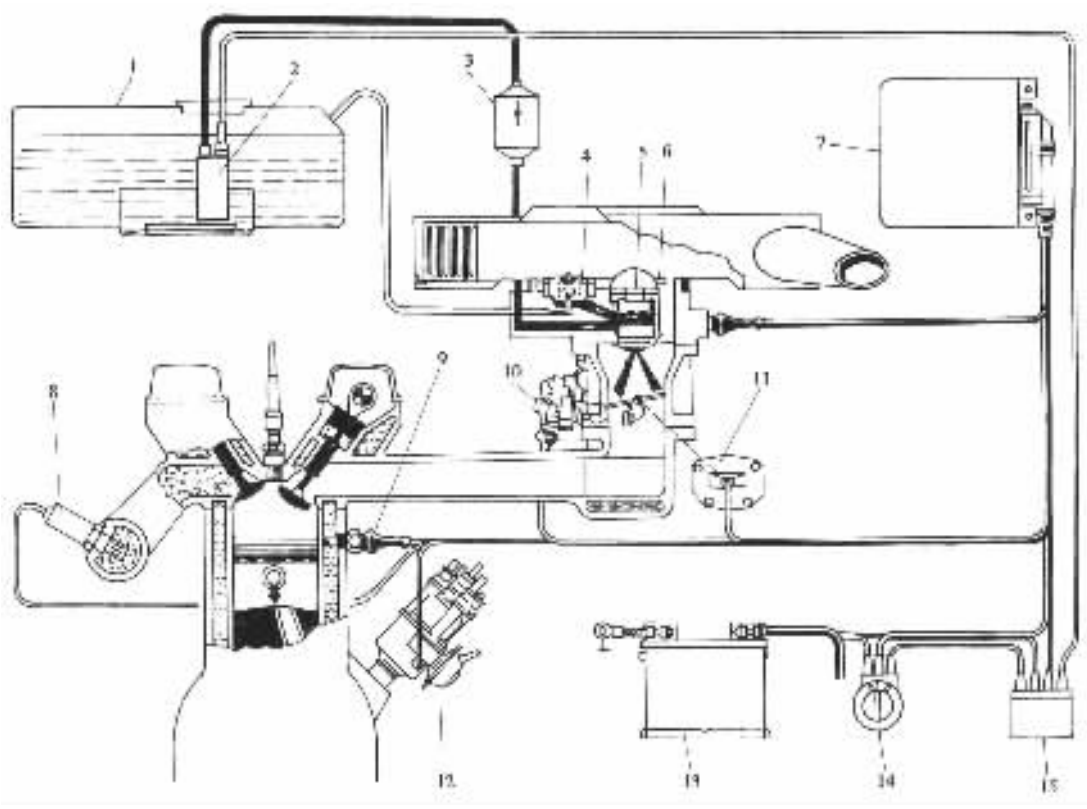


图 3－5－16 Morn－叶特朗尼克节气门体汽油喷射系统

1－汽油箱；2－电动汽油泵；3－汽油滤清器；4－油压调节器；5－喷油器；6－进气温度传感器；7－电控单元；8－氧传感器；9－发动机温度传感器；10－怠速控制阀；11－节气门及节气门位置传感器；12－分电器及曲轴位置传感器；13－蓄电池；14－点火开关；15－继电器

第四节 电子控制汽油喷射系统主要组件的构造和作用原理

波许公司设计生产的几种电子控制汽油喷射系统已被广泛地用于各国生产的汽车上。此外还有一些国家也研制开发了多种汽油喷射系统。尽管电子控制汽油喷射系统多种多样，但就其组成和工作原理而言却大同小异。主要的区别是电控单元的控制方式、控制范围和控制程序不尽相同，所用传感器和执行元件的构造也有所差别。各类电子控制汽油喷射系统均可视为由燃油供给系统、进气系统和控制系统三部分组成，以下分别介绍这三部分中各组件的构造和作用原理。

一、燃油供给系统主要组件的构造与作用原理

电子控制汽油喷射系统的燃油供给系统由汽油箱、电动汽油泵、汽油滤清器、燃油分配管、油压调节器、喷油器、冷起动喷嘴和输油管等组成，有的还设有油压脉动缓冲器。

1. 电动汽油泵

在电子控制汽油喷射系统中应用的电动汽油泵通常有两种类型，即滚柱式电动汽油泵和叶片式电动汽油泵。

由永磁电动机驱动的滚柱式电动汽油泵如图 3－5－17 所示。转子 9 偏心地安装在泵体 7 内，滚柱 8 装在转子的凹槽中。当转子旋转时，滚柱在离心力的作用下紧压在泵体的内表面上。同时在惯性力的作用下，滚柱总是与转子凹槽的一个侧面贴紧，从而形成若干个工作腔。在汽油泵工作过程中，进油口 1 一侧的工作腔容积增大，成为低压吸油腔，汽油经进油口被吸入工作腔内。在出油口 6 一侧的工作腔容积减小，成为高压压油腔，高压汽油从压油腔经出油口流出。

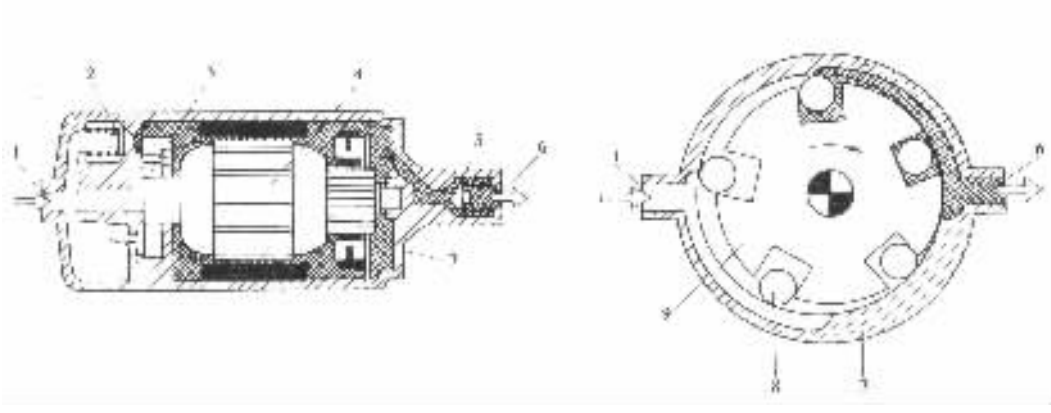


图 3－5－17　滚柱式电动汽油泵

1－进油口；2－限压阀；3－汽油泵；4－电动机；5－单向止回阀；6－出油口；7－泵体；8－滚柱；9－转子

限压阀 2 的作用是当油压超过 0.45MPa 时开启，使汽油回流到进油口，以防止油压过高损坏汽油泵。在出油口处装设单向止回阀 5，当发动机停机时，止回阀关闭，防止管路中的汽油倒流回汽油泵，借以保持管路中有一定的油压，目的是再起动发动机时比较容易。

滚柱式电动汽油泵运转时噪声大，油压脉动也大，而且泵体内表面和转子容易磨损。

近来越来越多的发动机采用叶片式电动汽油泵，其结构如图 3－5－18 所示。叶轮 3 是一个圆形平板，在平板的圆周上加工有小槽，形成泵油叶片。叶轮旋转时，小槽内的汽油随同叶轮一同高速旋转。由于离心力的作用，使出口处油压增高，而在进口处产生真空，从而使汽油从进口吸入，从出口排出。叶片式电动汽油泵运转噪声小，油压脉动小，泵油压力高，叶片磨损小，使用寿命长。

2. 燃油分配管

燃油分配管（图 3－5－19）的功用是将汽油均匀、等压地输送给各缸喷油器。由于它的容积较大，故有储油蓄压、减缓油压脉动的作用。

3. 喷油器

喷油器的功用是按照电控单元的指令将一定数量的汽油适时地喷入进气道或进气管内，并与其中的空气混合形成可燃混合气。

喷油器的构造如图 3－5－20 所示。不论是上端供油式（图 3－5－20a）还是侧面供油式（图 3－5－20b），喷油器都是由电磁线圈、衔铁、针阀、回位弹簧及喷油器体等主要零件构成。侧面供油式喷油器多用于节气门体汽油喷射系统。喷油器相当于电磁阀，通电时电磁线圈 3 产生电磁力，将衔铁 5 及针阀 6 吸起，喷油器开启，汽油经喷孔喷入进气道或进气管。断电时电磁力消失，衔铁及针阀在复位弹簧 4 的作用下将喷孔封闭，喷油器停止喷油。喷油器可以有 1、2 或 3 个喷孔，分别用于双气门、四气门和五气门发动机。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

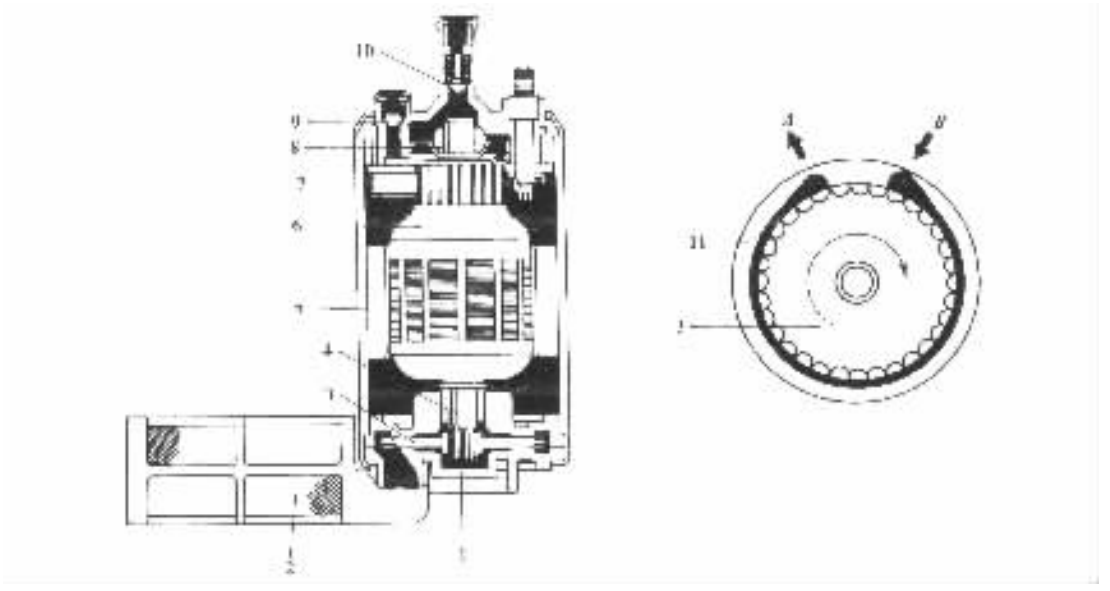


图 3－5－18 叶片式电动汽油泵

1－橡胶缓冲垫；2－滤网；3－叶轮及叶片；4、8－轴承；5－永久磁铁；
6－电枢；7－炭刷；9－限压阀；10－单向止回阀；11－泵体

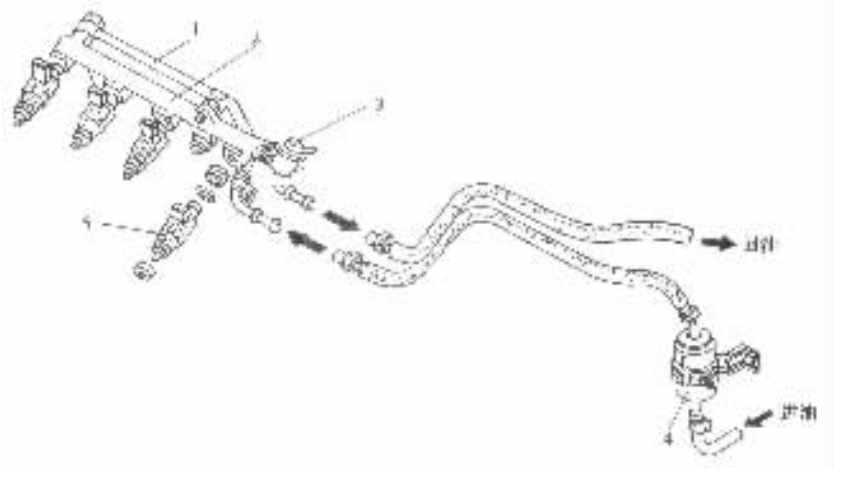


图 3－5－19 燃油分配管

1－进油管；2－燃油分配管；3－油压调节器；4－汽油滤清器；5－喷油器

喷油器的通电、断电由电控单元控制(图 3－5－21)。电控单元以电脉冲的形式向喷油器输出控制电流。当电脉冲从零升起时，喷油器因通电而开启；电脉冲回落到零时，喷油器又因断电而关闭。电脉冲从升起到回落所持续的时间称为脉冲宽度。若电控单元输出的脉冲宽度短，则喷油持续时间短，喷油量少(图 3－5－21b)；若电控单元输出的脉冲宽度长，则喷油持续时间长，喷油量多(图 3－5－21c)。一般喷油器针阀升程约为 0.1mm，而喷油持续时间在 2～10ms 范围内。

4. 油压调节器

油压调节器的功用是使燃油供给系统的压力与进气管压力之差即喷油压力保持恒定。

因为喷油器的喷油量除取决于喷油持续时间外，还与喷油压力有关。在相同的喷油持续时间内，喷油压力越大，喷油量越多，反之亦然。所以只有保持喷油压力恒定不变，才能使喷油量在各种负荷下都只唯一地取决于喷油持续时间或电脉冲宽度，以实现电控单元对喷油量的精确控制。

油压调节器的构造如图 3－5－22 所示。膜片 4 将油压调节器分隔成上下两个腔。上腔有进油口 1 连接燃油分配管，回油口 2 与汽油箱连通。下腔通过真空接管 6 与节气门后的进气管相连。

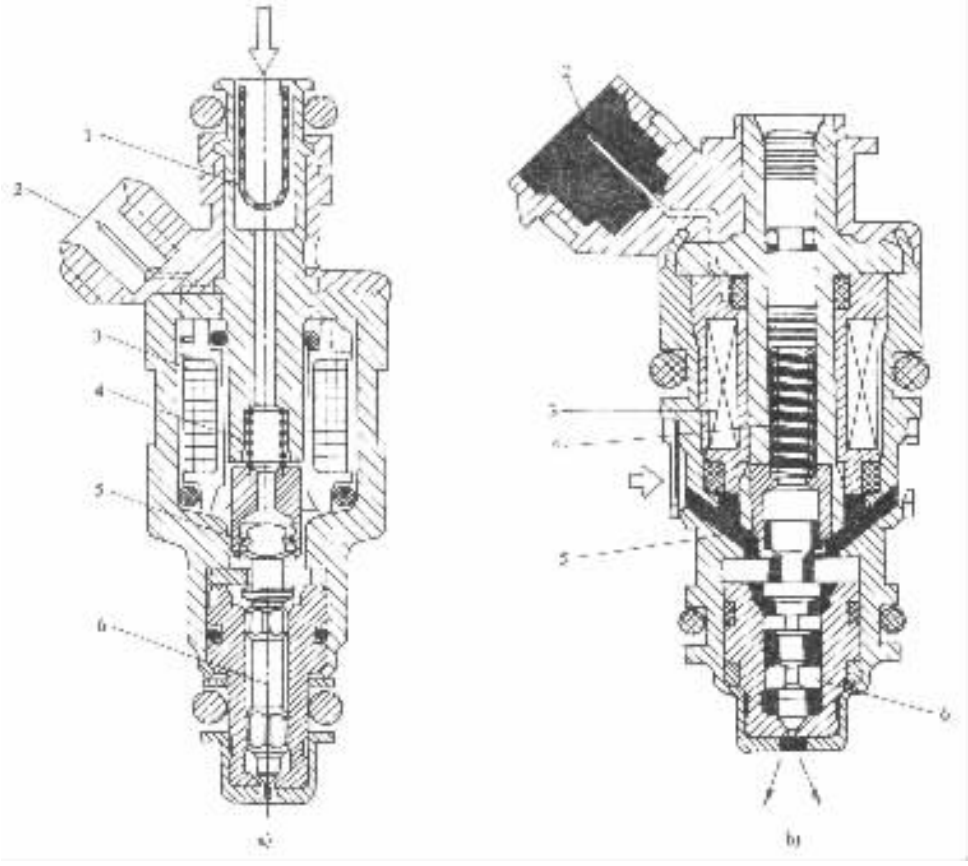


图 3－5－20　喷油器构造

a)上端供油式；b)侧面供油式

1－滤网；2－电接头；3－电磁线圈；4－复位弹簧；5－衔铁；6－针阀

当进气管压力减小时，油压调节器中的膜片 4 克服弹簧 5 的弹力向下弯曲，平面阀 7 将回油管口开启，汽油经回油口 2 流回汽油箱，使燃油供给系统的压力下降，但两者的压差保持不变。相反，当进气管压力增大，膜片向上弯曲，平面阀将回油管口关闭，回油终止，燃油供给系统的压力增大，使两者的压差仍然保持不变，如图 3－5－23 所示。

燃油供给系统的压力与进气管压力之差由油压调节器中的弹簧 5 的弹力限定，调节弹簧预紧力即可改变两者的压力差，也就是改变喷油压力。

5. 冷起动喷嘴及热时间开关

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

冷起动喷嘴的功用是当发动机低温起动时，向进气管喷入一定数量附加的汽油，以加浓混合气。冷起动喷嘴也是一个电磁阀，故又称冷起动阀。

冷起动喷嘴的开启和持续喷油的时间取决于发动机的温度，并由热时间开关控制，如图 3－5－24 所示。冷起动喷嘴安装在进气管上，热时间开关装在机体上并与冷却液接触。

当点火开关置于起动位置，且当发动机循环冷却液的温度低于 14℃时，热时间开关中的白金触点 8 闭合，冷起动喷嘴中的电磁线圈 4 有电流流过并产生磁场，可动铁心 1 连同平面阀 3 一起被吸下。汽油经进油口 2 和涡流式喷嘴 6 喷入进气管（图 3－5－24a）。

当冷却液温度超过 25℃时，热时间开关中的双金属片 7 发生弯曲，白金触点断开，电磁线圈断电，磁场消失，可动铁心连同平面阀一起被弹簧 5 推到上面将进油口堵住，冷起动喷嘴停止喷油（图 3－5－24b）。

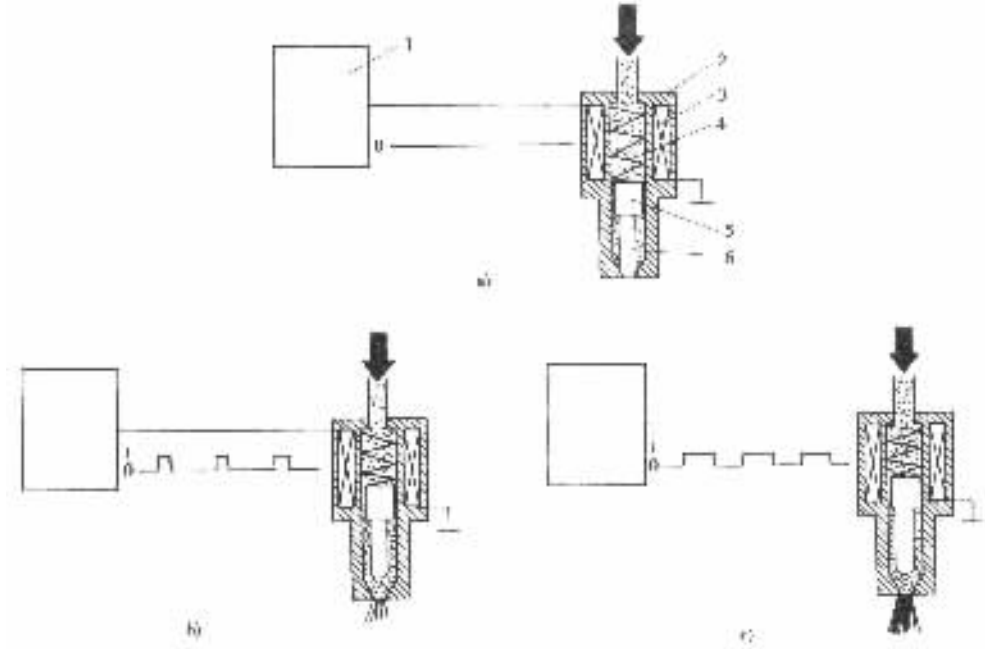


图 3－5－21 喷油器工作原理示意图

a）发动机停机时无电脉冲输出；b）短脉冲宽度；c）长脉冲宽度

1－电控单元；2－喷油器体；3－电磁线圈；4－复位弹簧；5－衔铁；6－针阀

若点火开关长时间置于起动位置或反复起动发动机时，由于热时间开关中的电热丝 9 发热，使双金属片保持弯曲，断电触点始终断开，冷起动喷嘴不喷油。

综上所述，冷起动喷嘴仅在发动机冷起动时起作用，而在热起动或其它情况下均不喷油。

二、空气系统主要组件的构造与作用原理

各类电子控制汽油喷射系统的空气系统主要包括空气流量计、补充空气阀、怠速控制阀、节气门及空气滤清器等。

1. 空气流量计

空气流量计的功用是测量进入发动机的空气流量，并将测量的结果转换为电信号传输给电控单元。空气流量计有多种形式，常见的有翼片式、热线式和热膜式。此外还有量芯式、涡

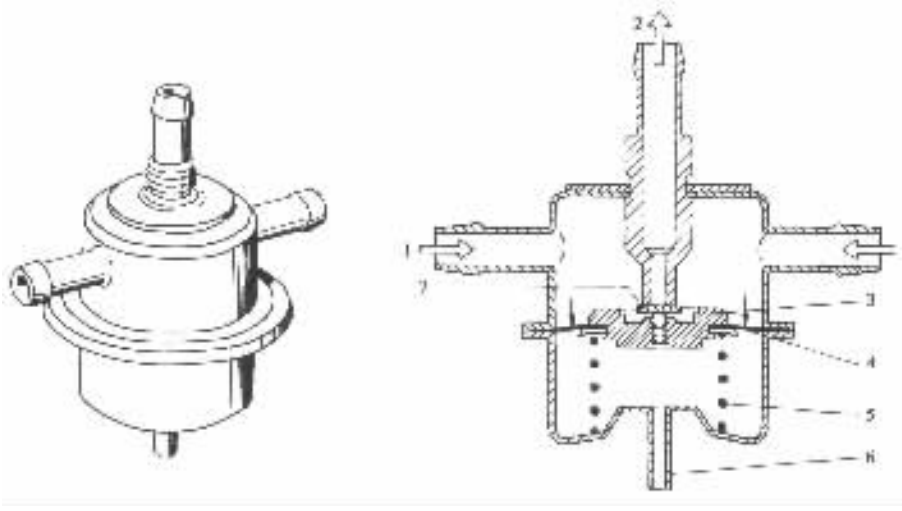


图 3－5－22　油压调节器

1－进油口；2－回油口；3－阀座；4－膜片；5－弹簧；6－真空接管(接进气管)；7. 平面阀

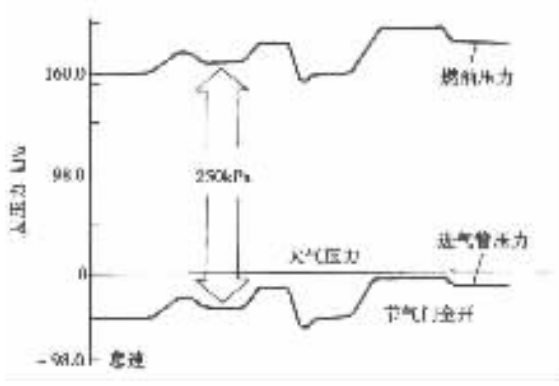


图 3－5－23　油压调节器调节工作示意图

流式等。

1)翼片式空气流量计其构造如图 3－5－25 所示。在空气流量计壳体 9 内有空气主流道 8 和旁通空气道 7。在主流道内装有与销轴 10 一起转动的翼片 3 和缓冲片 5。在没有空气流过的情况下,卷簧 1 总是使翼片处于关闭主流道的位置。在销轴的一端装有电位计 2,它将翼片转动的角度转换为电信号。电位计与电控单元连接。

当发动机怠速工作时,节气门接近关闭,只有少量空气进入发动机。流过主流道的空气推动翼片偏转很小的角度,同时与翼片同轴的电位计则输出一个微弱的电压信号给电控单元(图 3－5－26a),电控单元便向喷油器输出短脉冲宽度的电脉冲。这时流过旁通空气道的空气未经空气流量计计量,因此不影响喷油量,但却使混合气变稀,使 CO 的排放量减少。当发动机在高速大负荷运转时,节气门接近全开,吸入的空气量较多且全部流过主流道,空气推动翼片偏转较大的角度,电位计则输出较强的电压信号(图 3－5－26b),电控单元相应地输出长脉冲宽度的电脉冲。

翼片偏转时,缓冲片随之一起转动,由于缓冲室内的空气对缓冲片的阻尼作用,使翼片偏

本作品为手机版 www.zhlzw.com 免费下载

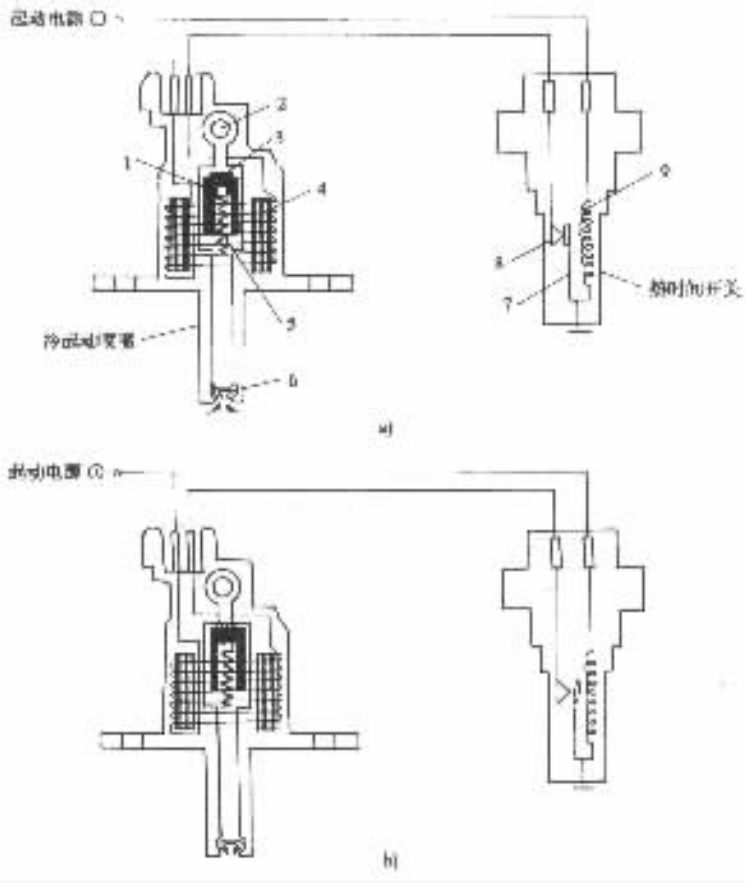


图 3－5－24 冷起动喷嘴和热时间开关及其工作原理

a)冷起动喷嘴喷油 b)冷起动喷嘴停油

1－可动铁心 2－进油口 3－平面阀 4－电磁线圈 5－弹簧 6－涡流式喷嘴 7－双金属片 8－白金触点 9－电热丝

转时动作平稳。即使进气量急剧变化，也可避免翼片发生振摆。

旁通空气调节螺钉用来调节怠速时旁通空气量的大小，从而达到调节怠速混合气成分的目的。旋出调节螺钉，旁通空气量增加，流经主流道的空气量减少，喷油量相应减少，使怠速混合气变稀，反之亦然。

翼片式空气流量计工作可靠，但有一定的进气阻力。因为有运动件，所以容易磨损。

2)热线式空气流量计其构造如图 3－5－27 所示。测试管 2 置于空气流道的中央，空气流道装有金属防护网 1，并用卡环固定在壳体 7 上。在测试管内的支承环上固定一根直径为 70μm 的铂金属丝 3，在工作中铂金属丝被电流加热至 100℃以上，故称之为铂热线。在支承环前端装有铂薄膜温度补偿电阻 4，支承环后端粘结有精密电阻，而在控制电路板上则装有高阻值电阻。铂热线、温度补偿电阻、精密电阻和高阻值电阻构成惠斯登电桥电路中的四个臂(图 3－5－28)。混合电路用来调节供给四个臂的电流使电桥保持平衡。

当空气流过热线式空气流量计时，铂热线向空气散热，温度降低，铂热线的电阻减小，使电桥失去平衡。这时混合电路将自动增加供给铂热线的电流，以使其恢复原来的温度和电阻值，直至电桥恢复平衡。流过铂热线的空气流量越大，混合电路供给铂热线的加热电流也越大，即加热电流是空气流量的单值函数。加热电流通过精密电阻产生的电压降作为电压输出信号传

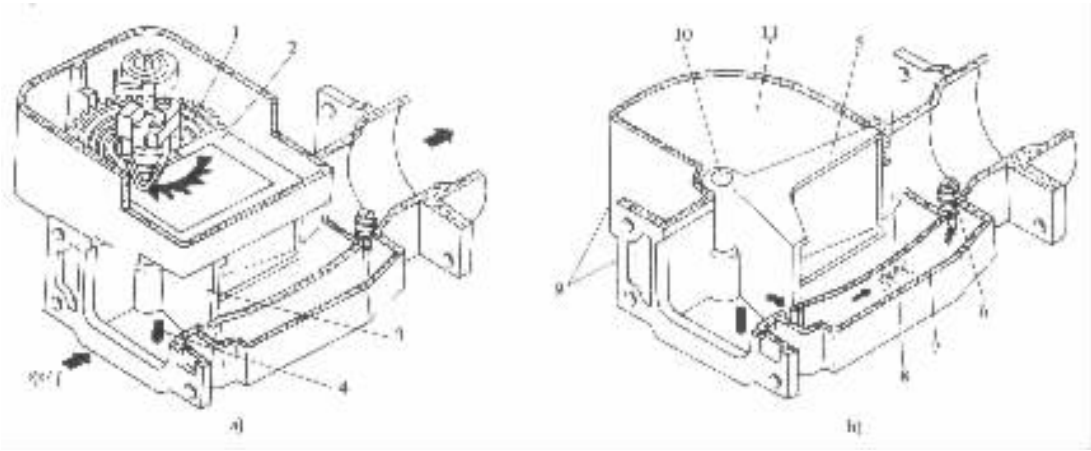


图 3－5－25　翼片式空气流量计

1－卷簧；2－电位计；3－翼片；4－进气温度传感器；5－缓冲片；6－旁通空气调节螺钉；7－旁通空气道；8－主流道；9－空气流量计壳体；10－销轴；11－缓冲室

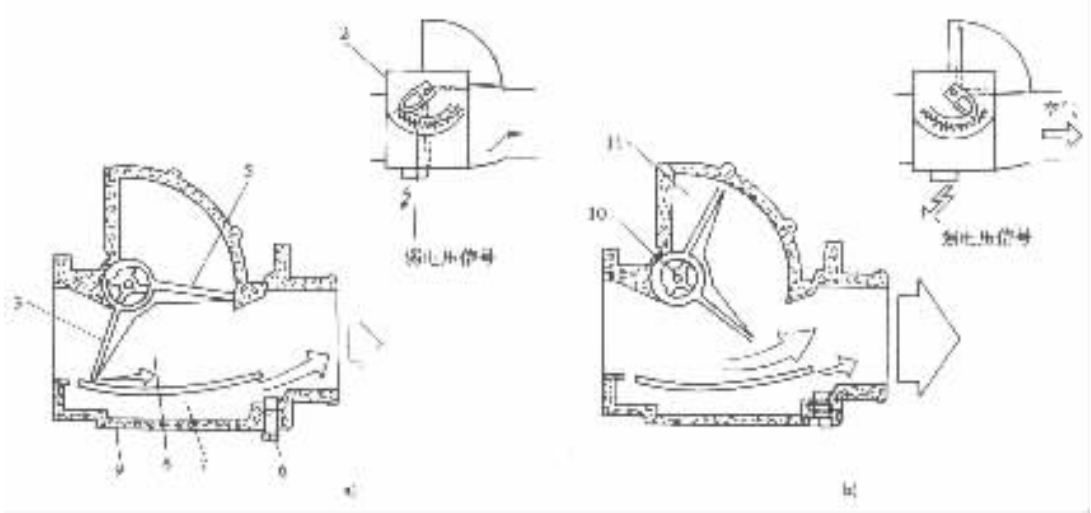


图 3－5－26　翼片式空气流量计工作原理

（图注同图 3－5－25）

输给电控单元，电压降的大小即是对空气流量的度量。

温度补偿电阻的阻值也随进气温度的变化而变化，起到一个参照标准的作用，用来消除进气温度的变化对空气流量测量结果的影响。一般将铂热线通电加热到高于温度补偿电阻温度 100℃。

热线式空气流量计无机械运动件，进气阻力小，反应快，测量精度高。但在使用中，铂热线表面受空气中灰尘的污染而影响测量精度。为此，在电控单元中装有自洁电路，在发动机熄火后，自动将铂热线加热至 1000℃并维持 1s 时间，烧掉沾附在铂热线上的灰尘。

3）热膜式空气流量计其测量原理与热线式空气流量计相同，它是利用热膜与空气之间的热传递现象来测量空气流量的。热膜是由铂金属片固定在树脂薄膜上而构成的。用热膜代替热线提高了空气流量计的可靠性和耐用性，并且热膜不会被空气中的灰尘沾附。

热膜式空气流量计及其桥式电路如图 3－5－29 所示。

2. 进气管压力(MAP)传感器

波许 D 型汽油喷射系统不设空气流量计，而是利用进气管压力传感器测量节气门后进气管内的绝对压力，并以此作为电控单元计算喷油量的主要参数。在发动机工作时，节气门开大，进气量增多，进气管压力相应增加。因此，进气管压力的大小反映了进气量的多少。

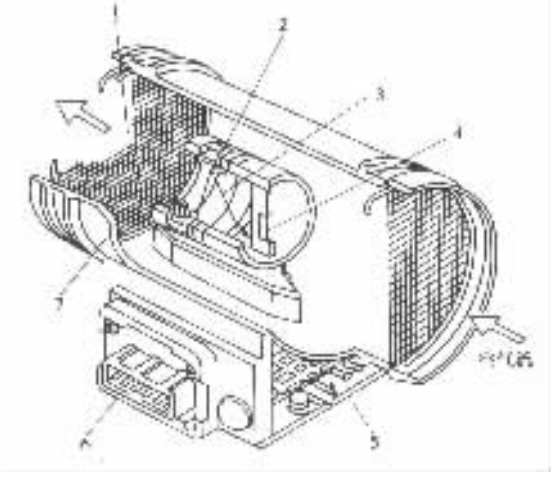


图 3－5－27 热线式空气流量计

1－金属防护网；2－测试管；3－铂热线；4－温度补偿电阻；5－控制电路板；6－电源插座；7－壳体

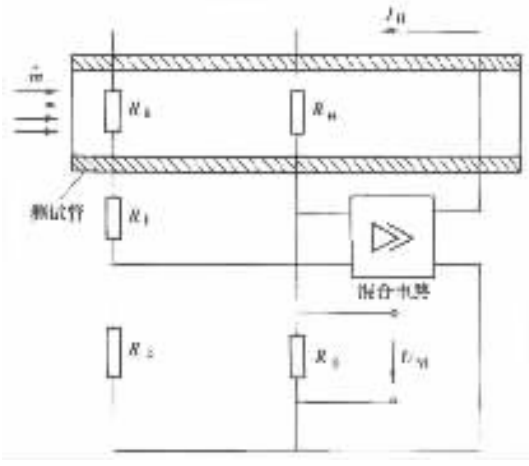


图 3－5－28 热线式空气流量计电路

R_H－铂热线；R_K－温度补偿电阻；R_1、R_2－高阻值电阻；R_s－精密电阻；U_M－电压输出信号；I_H－加热电流；m－空气流量

膜盒式进气管压力传感器中有一个密封的弹性金属膜盒(图 3－5－30)，内部保持真空，外部与进气管相通。当进气管压力发生变化时，膜盒便收缩或膨胀，并带动衔铁在感应线圈中移动，从而在感应线圈中产生感生电压，将此电压信号传输给电控单元用来控制喷油量。

3. 补充空气阀

补充空气阀是实现发动机快怠速的装置。当发动机冷起动时，部分空气经补充空气阀进入发动机，使发动机的进气量增加。由于这部分空气是经过空气流量计计量过的，因此喷油量将相应地有所增加，从而提高了怠速转速，缩短了暖车时间。

双金属片式补充空气阀由双金属片 1、阀片 3 及电热丝 4 等组成(图 3－5－31)。发动机冷起动时，阀片上的孔将补充空气道的进、出口连通，补充空气进入发动机，使怠速转速增高。随着发动机的运行，电流流过电热丝，使双金属片受热弯曲，在弹簧 2 的作用下，阀片逐渐将补充空气道的进、出口遮断，补充空气量随之逐渐减少直至为零，发动机也逐渐恢复到正常怠速。

现代汽油喷射系统多采用蜡式补充空气阀(图 3－5－32)。发动机循环冷却液经软管通入补充空气阀的水套中，流经蜡盒 5 周围。发动机冷起动时，冷却液的温度低，蜡盒内的石蜡凝固收缩，锥阀 3 在弹簧的作用下开启，打开旁通空气道。随着发动机逐渐热起来，冷却液的温度升高，蜡盒内的石蜡受热熔化膨胀，使推杆伸出，推动锥阀将旁通空气道关闭。

怠速调整螺钉的作用与化油器上的怠速调整螺钉相似，用来调节怠速转速和提高怠速运转的稳定性。

4. 怠速控制阀

在节气门体汽油喷射系统的节气门体上装有怠速控制阀(图 3－5－33)。其功用是自动

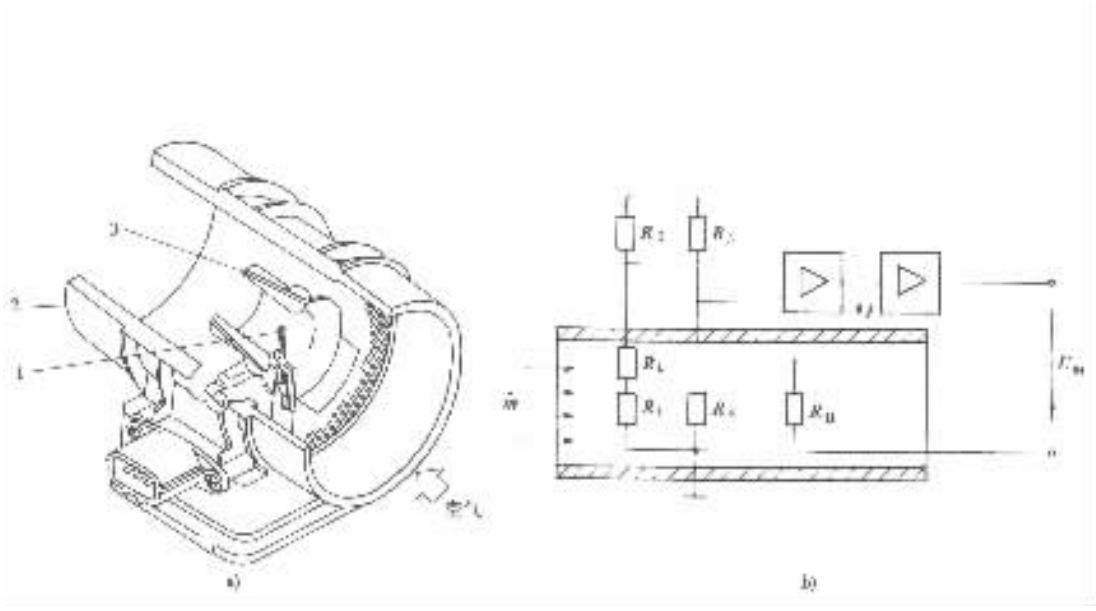


图 3－5－29　热膜式空气流量计及其桥式电路

a)热膜式空气流量计；b)桥式电路

1－热膜；2－空气流量计壳体；3－测量管；R_H－热膜；R_K－温度补偿电阻；R_1、R_2、R_3－高阻值电阻；R_S－精密电阻；U_M－电压输出信号；I 加热电流；m－空气流量

调节发动机的怠速转速，使发动机在设定的怠速转速下稳定运转。

步进电机式怠速控制阀由步进电机、螺旋机构和锥面控制阀等组成。螺旋机构中的螺母和步进电机的转子制成一体，而螺杆和锥面控制阀制成一体。步进电机中有几组励磁线圈，改变励磁线圈的通电顺序，可以改变电机的旋转方向。步进电机由电控单元控制。电控单元从发动机转速传感器获得发动机实际转速的信息，并将实际转速与预编程序中设定的转速相比较，根据两者偏差的大小向励磁线圈输出不同的控制脉冲电流。这时步进电机或正转或反转一定的角度，并驱动螺杆和锥面控制阀或向前或向后移动一定的距离，使旁通空气道的通过断面或减小或增大，从而改变了进气量，达到控制怠速转速的目的。

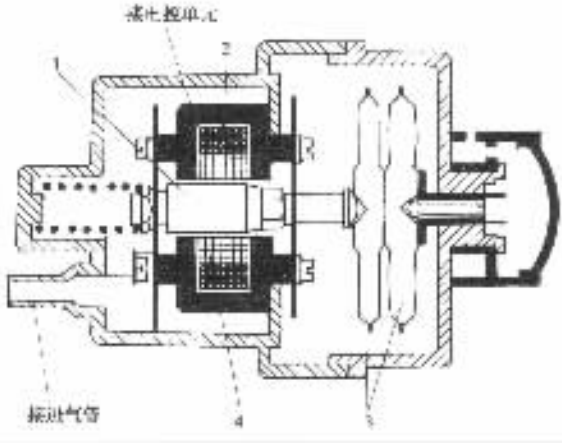


图 3－5－30　膜盒式进气管压力传感器

1－衔铁；2－二次(次级)感应线圈；3－膜盒；4－一次(初级)感应线圈

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

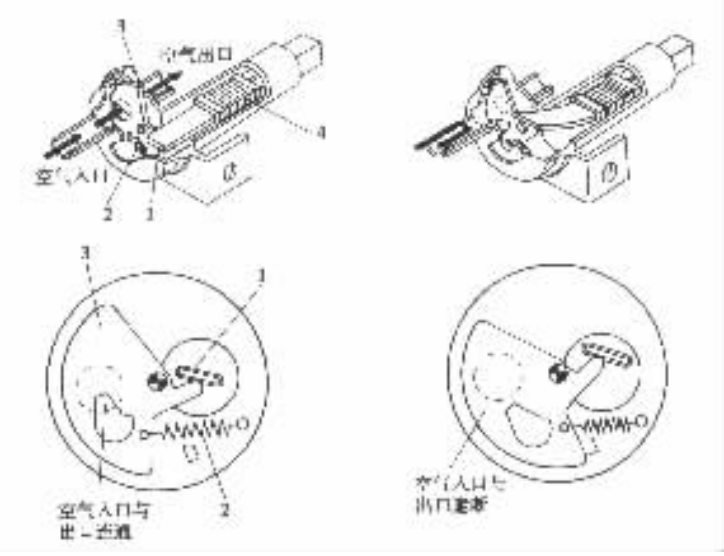


图 3－5－31 双金属片式补充空气阀

1－双金属片；2－弹簧；3－阀片；4－电热丝

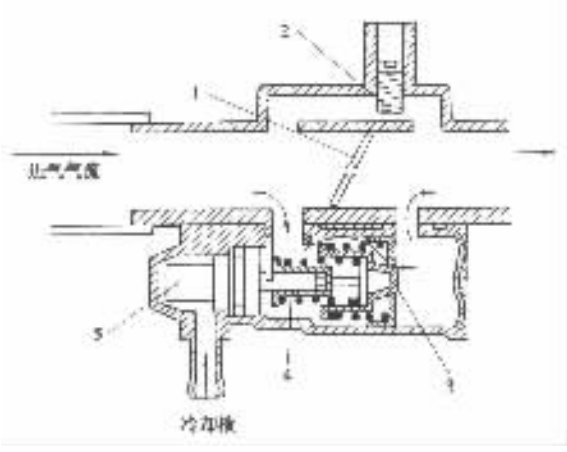


图 3－5－32 蜡式补充空气阀

1－节气门；2－怠速调整螺钉；3－锥阀；4－推杆；5－蜡盒

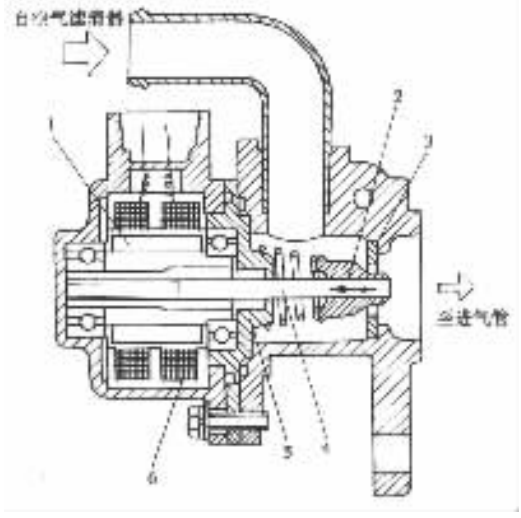


图 3－5－33 步进电机式怠速控制阀

1－步进电机转子；2－锥面控制阀；3－阀座；

4－螺杆；5－挡板；6－励磁线圈

三、控制系统主要组件的构造与作用原理

电子控制汽油喷射系统中的控制系统由电控单元、各种传感器、执行器，以及连接它们的控制电路所组成。不同类型的电子控制汽油喷射系统的控制功能、控制方式和控制电路的布置不完全一样，但基本原理相似。

（一）传感器

有些传感器的构造和作用原理已在前面作了介绍，下面介绍其余几种传感器。

1. 发动机温度传感器

因为发动机的温度用冷却液的温度表征，所以发动机温度传感器又称冷却液温度传感器。它安装在发动机机体或气缸盖上，与冷却液接触，用来检测发动机循环冷却液的温度，并将检测结果传输给电控单元以便修正喷油量。

发动机温度传感器内部是一个半导体热敏电阻（图 3－5－34）。冷却液温度越低，热敏电阻的阻值越大，反之亦然。传感器的两根导线都和电控单元连接，其中一根为搭铁线。

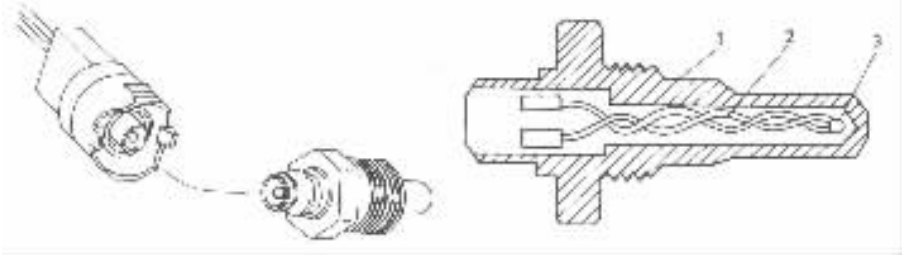


图 3－5－34　发动机温度传感器

1－传感器外壳；2－导线；3－热敏电阻

2. 进气温度传感器

进气温度传感器通常安装在空气流量计上，用来测量进气温度，并将温度变化的信息传输给电控单元作为修正喷油量的依据之一。

进气温度传感器内部也是一个热敏电阻，其电阻温度特性、构造、工作原理以及与电控单元的连接方式均与发动机温度传感器相同（图 3－5－35）。

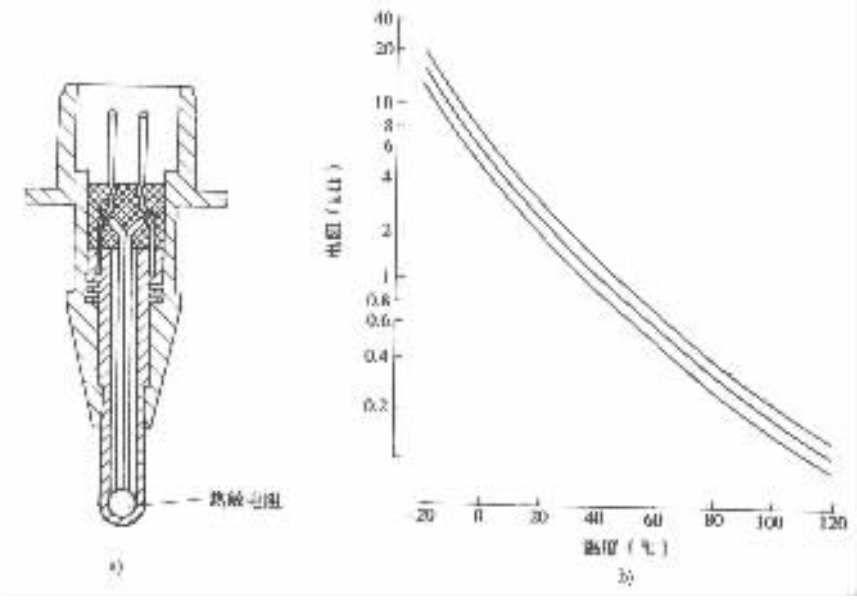


图 3－5－35　进气温度传感器

a)进气温度传感器构造；b)电阻温度特性

3. 节气门位置传感器

节气门位置传感器安装在节气门轴上，与节气门联动。其功用是将节气门的位置或开度

内容为网络收集，www.bookxx.com免费下载

转换成电信号传输给电控单元，作为电控单元判定发动机运行工况的依据。

节气门位置传感器有开关型和线性输出型两种。

开关型节气门位置传感器内有两个触点，分别为怠速触点和全负荷触点。与节气门同轴的接触凸轮控制两个触点的闭合或断开。当发动机在怠速时，节气门接近关闭，怠速触点闭合（图 3－5－36），这时电控单元将指令喷油器增加喷油量以加浓混合气。全负荷时，节气门全开，接触凸轮使全负荷触点闭合，这时电控单元将输出脉冲宽度最长的电脉冲，以实现全负荷加浓。

线性输出型节气门位置传感器（图 3－5－37）是一个线性电位计，由节气门轴带动电位计的滑动触点。当节气门开度不同时，电位计输出的电压也不同，从而将节气门由全闭到全开的各种开度转换为大小不等的电压信号传输给电控单元，使其精确地判定发动机的运行工况。

4. 曲轴位置传感器

曲轴位置传感器通常安装在分电器内，用来检测发动机转速、曲轴转角以及第一缸和各缸压缩行程上止点信号，作为控制点火和喷射的信号源。

1）光电式曲轴位置传感器图 3－5－38 所示为用于尼桑 V6 汽车发动机的光电式曲轴位置传感器。它由发光二极管、光敏三极管、转盘等组成，并安装在分电器底板上。两对发光二极管和光敏三极管组成信号发生器。在转盘的边缘均匀地开有 360 个小细缝和 6 个大细缝。当转盘随分电器轴转动时，发光二极管通过细缝射向光敏三极管的光线使光敏三级管导通，光线被转盘遮断时，光敏三极管截止，由此产生脉冲信号。分电器每转一转，输出 360 个相间 1°的脉冲信号（相当于 2°曲轴转角）和 6 个相间 60°的脉冲信号（相当于 120°曲轴转角）。前者作为发动机转速信号，也称 N_e 信号；后者为各缸活塞位于上止点的基准信号，也称 G 信号，其中较宽的一个为第一缸活塞位于上止点的信号。

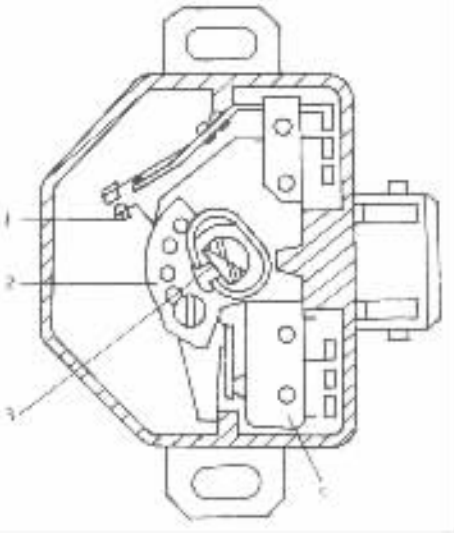


图 3－5－36 开关型节气门位置传感器
1－全负荷触点；2－接触凸轮；3－节气门轴；4－怠速触点

光电式曲轴位置传感器输出矩形脉冲信号，适合与电控单元的数字系统配用。

2）磁脉冲式曲轴位置传感器图 3－5－39 所示为用于丰田轿车的磁脉冲式曲轴位置传感器。它由安装在分电器轴上的两个信号转子和安装在分电器底板上的三个传感线圈组成。其中带一个凸齿的信号转子 1 和两个传感线圈 5、6 位于上部，产生 G 信号。带有 24 个凸齿的信号转子 2 和一个传感线圈 3 位于下部，产生 N_e 信号（图 3－5－39a）。信号转子随同分电器轴一起转动。当信号转子的凸齿接近传感线圈时，由于传感线圈内磁通量增加而感生正电压；当凸齿离开传感线圈时，由于磁通量减少而感生负电压。即一个凸齿每转过传感线圈一次，便在其中产生一个交流电压信号或称电脉冲信号。分电器轴每转一转，在传感线圈 5、6 中各产生一个脉冲信号 G_1、G_2，两个信号的相位相差 360°曲轴转角。在传感线圈 3 中产生 24 个脉冲信号（图 3－5－39c）。

G_1、G_2 信号分别是第六缸和第一缸的上止点信号。电控单元根据 N_e 信号的频率计算出发动机的转速。

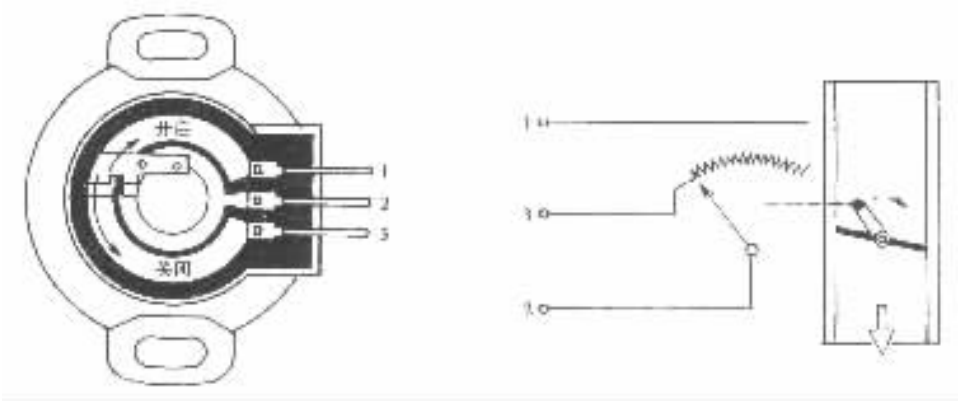


图 3－5－37　线性输出型节气门位置传感器

1－基准电压；2－输出电压；3－搭铁

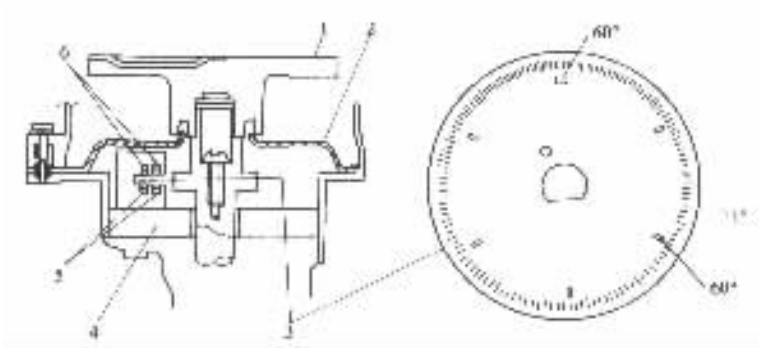


图 3－5－38　光电式曲轴位置传感器(尼桑汽车)

1－分火头；2－防尘罩；3－转盘；4－分电器底板；5－光敏三极管；6－发光二极管

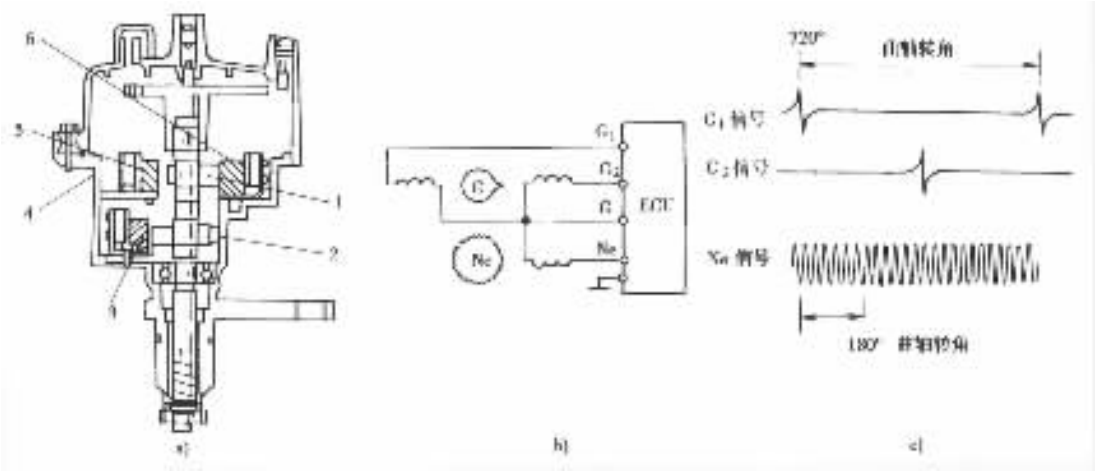


图 3－5－39　磁脉冲式曲轴位置传感器(丰田轿车)

a)组成；b)电路；c)信号波形

1、2－信号转子；3、5、6－传感线圈；4－分电器壳

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

5. 氧传感器

氧传感器是电子控制汽油喷射系统进行反馈控制的传感器，安装在排气管上。反馈控制也称闭环控制。在这种控制方式中，利用氧传感器检测排气中氧分子的浓度，并将其转换成电压信号输入电控单元。排气中氧分子的浓度与进入发动机的混合气成分有关。当混合气太稀时，排气中氧分子的浓度较高，氧传感器便产生一个低电压信号；当混合气太浓时，排气中氧分子的浓度低，氧传感器将产生一个高电压信号。电控单元根据氧传感器的反馈信号，不断地修正喷油量，使混合气成分始终保持在最佳范围内。通常氧传感器和三效催化转化器同时使用，由于后者只有在混合气的空燃比接近理论空燃比的狭小范围内净化效果才最好，因此，在这种情况下，电控单元必须根据氧传感器的反馈信号，控制混合气的空燃比更接近于理论空燃比。

目前应用最多的是氧化锆氧传感器（图 3－5－40）。氧化锆是具有传导氧离子能力的固体电解质，它能在氧分子浓度差的作用下产生电动势。在传感器壳体 5 内有一个由氧化锆陶瓷体制成的一端封闭的锆管 11，锆管的内外表面均覆盖一层多孔性薄铂导电层作为电极。锆管的内电极 10 与大气相通，外电极与排气接触。在锆管外部套有带细长孔的耐热金属保护管 7，以保护锆管不损坏。

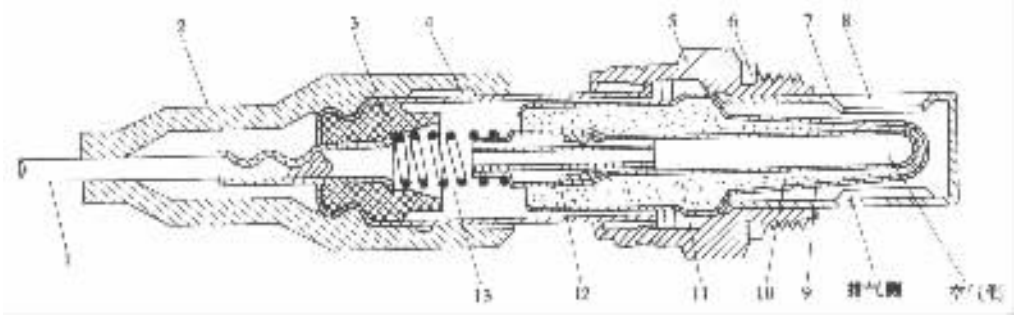


图 3－5－40 氧化锆氧传感器结构（福特汽车）

1－导线；2－护帽；3－陶瓷绝缘体；4－空气入口；5－壳体；6－衬垫；7－保护管；8－排气入口；9－外电极；10－内电极；11－锆管；12－接触套管；13－接触弹簧

在发动机工作时，排气从氧传感器锆管的外表面流过。在高温下氧分子发生电离，而且总是从氧离子浓度大的锆管内表面向浓度小的锆管外表面移动，从而在锆管的内外电极之间产生微小的电压。当发动机燃用浓混合气时，排气中无氧，锆管中氧离子移动强烈，产生 0.8～1V 的电压；当发动机燃用稀混合气时，排气中氧分子较多，锆管中氧离子移动能力减弱，只产生约 0.1V 的电压。因此，氧传感器输出的电压信号随混合气成分的不同而变化，并以理论空燃比为界发生突变（图 3－5－41）。

（二）电控单元

电控单元是电子控制单元（ECU）的简称。其中有微型计算机，也称电脑，还有输入输出接口及控制电路等。电控单元的功用是根据其内存的程序和数据对空气流量计及各种传感器输入的信息进行运算、处理、判断，然后输出指令，向喷油器提供一定宽度的电脉冲信号以控制喷油量。

随着电子技术和数控技术的发展，电子控制系统的功能不断扩展。从单一的汽油喷射控制发展为对汽油喷射、点火定时、怠速及排气再循环等进行综合控制的发动机管理系统（图 3－5－42）。

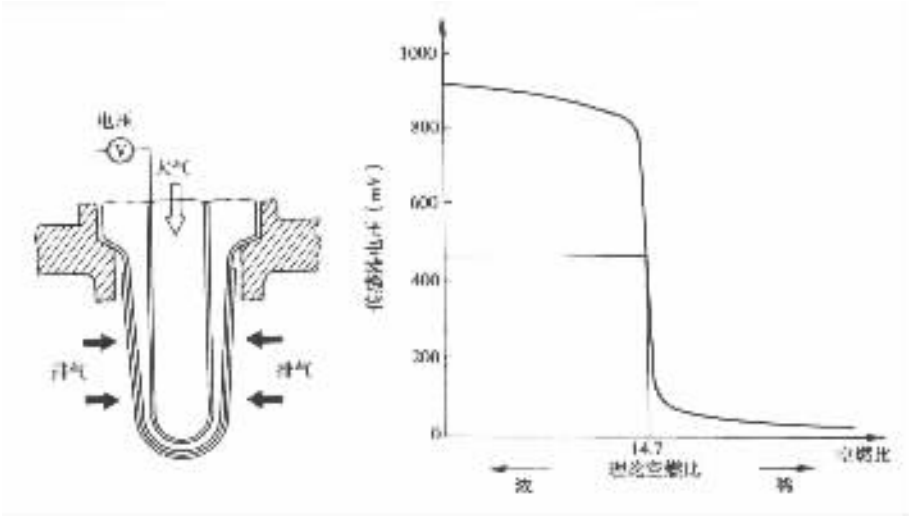


图 3－5－41　氧传感器输出特性

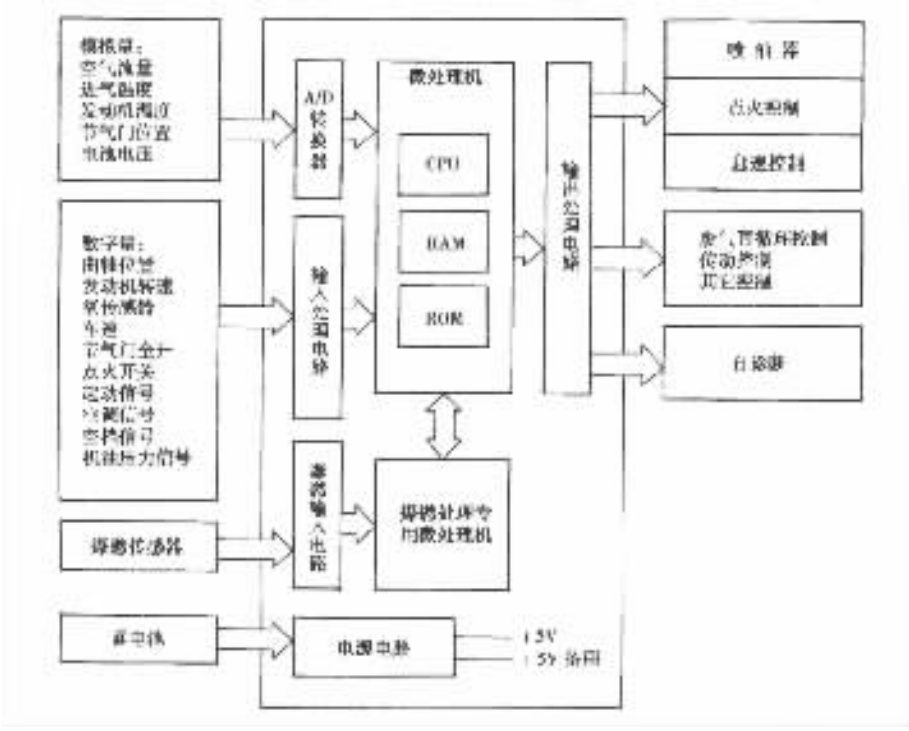


图 3－5－42　电子控制系统框图

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

第六章 柴油机燃油系统

第一节 柴油及其使用性能

柴油和汽油一样都是石油制品。在石油蒸馏过程中，温度在 200～350℃之间的馏分即为柴油。柴油分为轻柴油和重柴油。轻柴油用于高速柴油机，重柴油用于中、低速柴油机。汽车柴油机均为高速柴油机，所以使用轻柴油。

1. 轻柴油的牌号和规格

轻柴油按其质量分为优等品、一等品和合格品三个等级，每个等级又按柴油的凝点分为 10、0、－10、－20、－35 和－50 等六种牌号，其规格见表 3－6－1。

2. 轻柴油的使用性能

为了保证高速柴油机正常、高效地工作，轻柴油应具有良好的发火性、低温流动性、蒸发性、化学安定性、防腐性和适当的粘度等诸多的使用性能。

1）发火性指柴油的自燃能力，用十六烷值评定。柴油的十六烷值大，发火性好，容易自燃。国家标准规定轻柴油的十六烷值不小于 45。

2）蒸发性指柴油蒸发汽化的能力，用柴油馏出某一百分比的温度范围即馏程和闪点表示。比如，50％馏出温度即柴油馏出 50％的温度，此温度越低，柴油的蒸发性越好。国家标准规定此温度不得高于 300℃，但没有规定最低温度限。

为了控制柴油的蒸发性不致过强，标准中规定了闪点的最低数值。柴油的闪点指在一定的试验条件下，当柴油蒸气与周围空气形成的混合气接近火焰时，开始出现闪火的温度。闪点低，蒸发性好。

3）低温流动性用柴油的凝点和冷滤点评定低温流动性。凝点是指柴油失去流动性开始凝固时的温度，而冷滤点则是指在特定的试验条件下，在 1min 内柴油开始不能流过过滤器 20mL 时的最高温度。一般柴油的冷滤点比其凝点高 4～6℃。

4）粘度是评定柴油稀稠度的一项指标，与柴油的流动性有关。粘度随温度而变化，当温度升高时，粘度减小，流动性增强；反之，当温度降低时，粘度增大，流动性减弱。

GB/T252—2000 中规定的实际胶质、10％蒸余物残炭和氧化安定性，总不溶物等三项指标，是柴油安定性的评定指标。柴油的防腐性则用硫含量、硫醇硫含量、酸度、铜片腐蚀及水溶性酸或碱等指标来评定。柴油中的灰分、水分和机械杂质，是评定柴油清洁性的指标。

汽车柴油机应使用各项指标均符合国家标准的柴油。

3. 轻柴油的选择

按照当地当月风险率为 10％的最低气温（表 3－6－2）选用轻柴油牌号，见表 3－6－3。

表2-6-1 我国轻柴油国家标准（GB/T252—2000）

项目		优等品						一等品						合格品						试验方法
		10号	0号	-10号	-20号	-35号	-50号	10号	0号	-10号	-20号	-35号	-50号	10号	0号	-10号	-20号	-35号	-50号	
碘值，gI/100g	不大于	6						—						—						SH/T 0234
色度，号	不大于	3.5						3.5						—						GB/T 6540
氧化安定性，总不溶物，mg/100mL	不大于	—						2.0						—						SH/T 0175
实际胶质，mg/100mL	不大于	—						—						70						GB/T 509
硫含量，%（m/m）	不大于	0.2						0.5						1.0						GB/T 380
硫醇硫含量，%（m/m）	不大于	0.01						0.01						—						GB/T 1792
水分，%（V/V）	不大于	痕迹						痕迹						痕迹						GB/T 260
酸度，mgKOH/100mL	不大于	5						7						10						GB/T 258
10%蒸余物残炭[1]，%（m/m）	不大于	0.3						0.3						0.4		0.3				GB/T 268
灰分，%（m/m）	不大于	0.01						0.01						0.02						GB/T 508
铜片腐蚀（50℃，3h）级	不大于	1						1						1						GB/T 5096
水溶性酸或碱		无						无						无						GB/T 259
机械杂质		无						无						无						GB/T 511
运动粘度（20℃），mm^2/s		3.0～8.0			2.5～8.0	1.8～7.0		3.0～8.0			2.5～8.0	1.8～7.0		3.0～8.0			2.5～8.0	1.8～7.0		GB/T 265
凝点，℃	不高于	10	0	-10	-20	-35	-50	10	0	-10	-20	-35	-50	10	0	-10	-20	-35	-50	GB/T 510
冷滤点，℃	不高于	12	4	-5	-14	-29	-44	12	4	-5	-14	-29	-44	12	4	-5	-14	-29	-44	SH/T 0248
闪点（闭口），℃	不低于	65			60	45		65			60	45		65			60	45		GB/T 261
十六烷值	不小于	45						45						45						GB/T 386
馏程：																				GB/T 6536
50%馏出温，℃	不高于	300						300						300						
90%馏出温，℃	不高于	355						355						355						
95%馏出温，℃	不高于	365						365						365						
密度（20℃），kg/m^3		实测						实测						实测						GB/T 1884～1885

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

表 3－6－2 各地区风险率为 10%的最低气温(GB/T 252—2000)(℃)

省份＼月份	一	二	三	四	五	六	七	八	九	十	十一	十二
河北省	－14	－13	－5	1	8	14	19	17	9	1	－6	－12
山西省	－17	－16	－8	－1	5	11	15	13	6	－2	－9	－16
内蒙古自治区	－43	－42	－35	－21	－7	－1	4	1	－8	－19	－32	－41
黑龙江省	－44	－42	－35	－20	－6	1	7	4	－6	－20	－35	－43
吉林省	－29	－27	－17	－6	1	8	14	12	2	－6	－17	－26
辽宁省	－23	－21	－12	－1	6	12	18	15	6	－2	－12	－20
山东省	－12	－12	－5	2	8	14	19	18	11	4	－6	－10
江苏省	－10	－9	－3	3	11	15	20	20	12	5	－2	－8
安徽省	－7	－7	－1	5	12	18	20	20	14	7	0	－6
浙江省	－4	－3	1	6	13	17	22	21	15	8	2	－3
江西省	－2	－2	3	9	15	20	23	23	18	12	4	0
福建省	－4	－2	3	8	14	18	21	20	15	8	1	－3
台湾省①	3	0	2	8	10	16	19	19	13	10	1	2
广东省	1	2	7	12	18	21	23	23	20	13	7	2
海南省	9	10	15	19	22	24	24	23	23	19	15	12
广西壮族自治区	3	3	8	12	18	21	23	23	19	15	9	4
湖南省	－2	－2	3	9	14	18	22	21	16	10	4	－1
湖北省	－6	－4	0	6	12	17	21	20	14	8	1	－4
河南省	－10	－9	－2	4	10	15	20	18	11	4	－3	－8
四川省	－21	－17	－11	－7	－2	1	2	1	0	－7	－14	－19
贵州省	－6	－6	－1	3	7	9	12	11	8	4	－1	－4
云南省	－9	－8	－6	－3	1	5	7	7	5	－1	－5	－8
西藏自治区	－29	－25	－21	－15	－9	－3	－1	0	－6	－14	－22	－29
新疆维吾尔族自治区	－40	－38	－28	－12	－5	－2	0	－2	－6	－14	－25	－34
青海省	－33	－30	－25	－18	－10	－6	－3	－4	－6	－16	－28	－33
甘肃省	－23	－23	－16	－9	－1	3	5	5	0	－8	－16	－22
陕西省	－17	－15	－6	－1	5	10	15	12	6	－1	－9	－15
宁夏回族自治区	－21	－20	～10	－4	2	6	9	8	3	－4	－12	－19

①台湾省所列的温度是绝对最低气温,即风险率为 0%的最低气温。

表 3－6－3 轻柴油牌号的选择

轻柴油牌号	适用于风险率为 10%的最低气温在下列范围内的地区
0 号	4℃以上
－10 号	－5℃以上
－20 号	－5～－14℃
－35 号	－14～－29℃
－50 号	－29～－44℃

第二节　柴油机燃油系统的功用及组成

一、柴油机混合气形成特点

柴油机以柴油为燃料。由于柴油的蒸发性和流动性都比汽油差，因此柴油机不能像汽油机那样在气缸外部形成可燃混合气。柴油机的混合气只能在气缸内部形成，即在接近压缩行程终点时，通过喷油器把柴油喷入气缸内，柴油油滴在炽热的空气中受热、蒸发、扩散，并与空气混合形成可燃混合气，最终自行发火燃烧。

与汽油机相比，柴油机混合气形成的时间极短，只占 15° ~ 35°曲轴转角。燃烧室各处的混合气成分很不均匀，且随时间而变化。虽然柴油机的平均过量空气系数 $\phi_a > 1$，但是在燃烧室内仍然有的地方混合气过浓，燃烧不完全；有的地方混合气过稀，空气得不到充分利用。

为了改善柴油机的混合气形成与燃烧，燃油系统、燃烧室以及它们之间的相互匹配起着重要的作用。不同型式的燃烧室对喷油始点、喷油持续角、喷油压力、喷油规律、喷注雾化质量及其在燃烧室内的分布等都有不同的要求。这些喷油参数的变化对柴油机的经济性、动力性、排放性和噪声水平都有直接的影响。

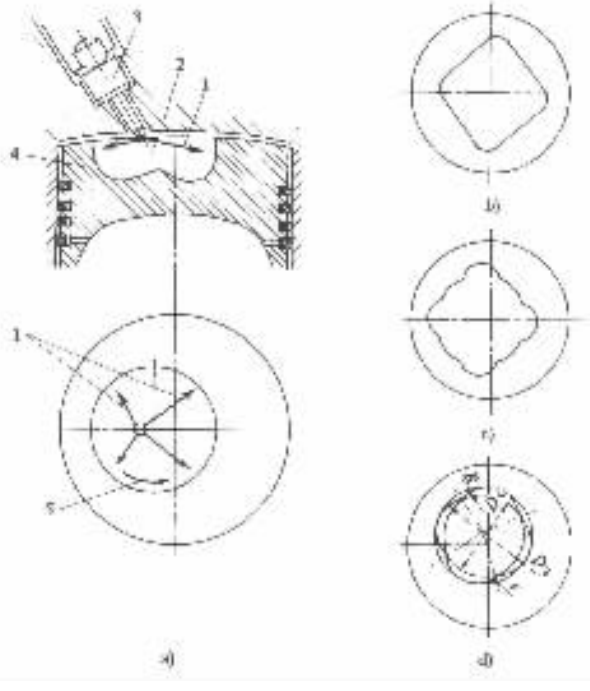


图 3－6－1　直喷式燃烧室

a)回转体燃烧室凹坑；b)四角形燃烧室凹坑；c)四角圆弧形燃烧室凹坑；d)花瓣形燃烧室凹坑

1－燃油喷注；2－燃烧室凹坑；3－喷油器；4－活塞；5－空气涡流

柴油机燃烧室的形状不胜枚举，一般均按其结构型式分为直喷式燃烧室和分隔式燃烧室两大类。直喷式燃烧室的容积集中于气缸之中，且其大部分集于活塞顶上的燃烧室凹坑内(图

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

3－6－1)。燃烧室凹坑的形状多种多样,极具创造性。其中有的为回转体(图3－6－1a),有的则是非回转体(图3－6－1b)、c)、d)。分隔式燃烧室的容积则一分为二,一部分位于气缸盖中,另一部分则在气缸内(图3－6－2)。在气缸内的那部分称主燃烧室,位于气缸盖中的那部分称副燃烧室。主、副燃烧室之间用通道连通。分隔式燃烧室又有涡流室燃烧室(图3－6－2a)和预燃室燃烧室(图3－6－2b)之分。

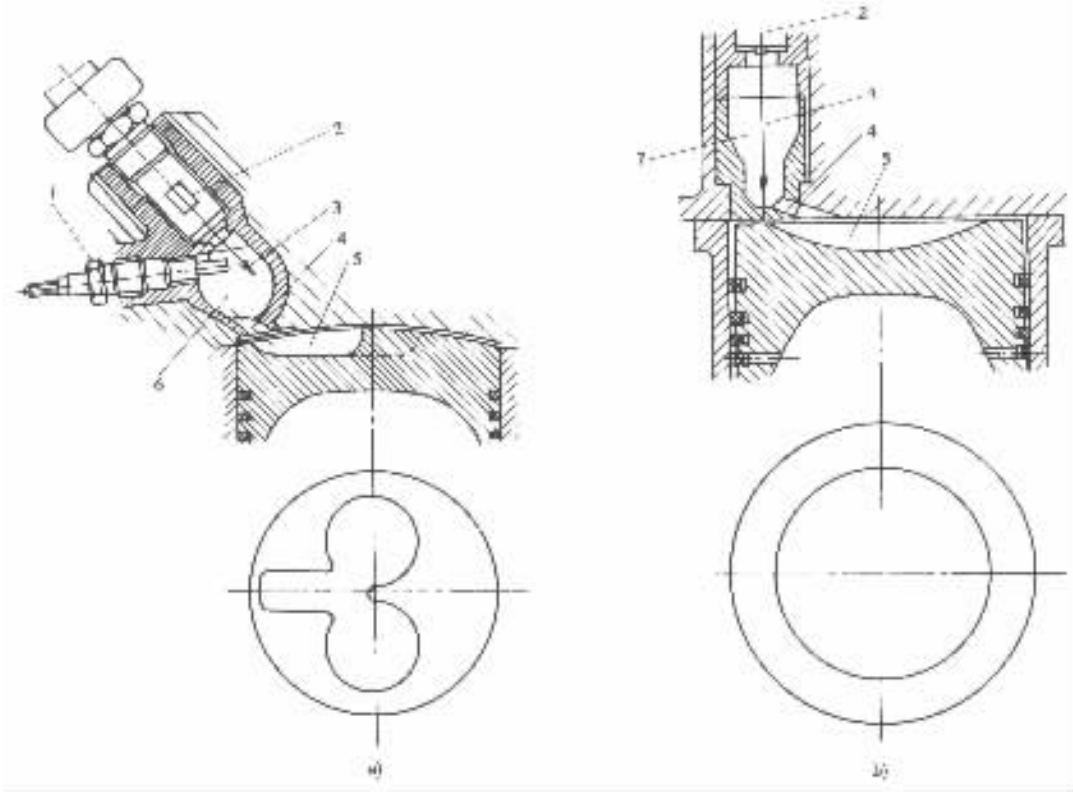


图3－6－2 分隔式燃烧室

a)涡流室燃烧室 b)预燃室燃烧室

1－电热塞;2－喷油器;3－燃油喷注;4－通道;5－主燃烧室;6－涡流室;7－预燃室

二、柴油机燃油系统的功用

1)在适当的时刻将一定数量的洁净柴油增压后以适当的规律喷入燃烧室。喷油定时和喷油量各缸相同且与柴油机运行工况相适应。喷油压力、喷注雾化质量及其在燃烧室内的分布与燃烧室类型相适应。

2)在每一个工作循环内,各气缸均喷油一次,喷油次序与气缸工作顺序一致。

3)根据柴油机负荷的变化自动调节循环供油量,以保证柴油机稳定运转,尤其要稳定怠速,限制超速。

4)储存一定数量的柴油,保证汽车的最大续驶里程。

三、柴油机燃油系统的组成

柴油机燃油系统包括喷油泵、喷油器和调速器等主要部件及柴油箱、输油泵、油水分离器、柴油滤清器、喷油提前器和高、低压油管等辅助装置。

图 3－6－3 所示为装有直列柱塞式喷油泵的柴油机燃油系统。直列柱塞式喷油泵 3 一般由柴油机曲轴的定时齿轮驱动。固定在喷油泵体上的活塞式输油泵 5 由喷油泵的凸轮轴驱动。当柴油机工作时，输油泵 5 从柴油箱 8 吸出柴油，经油水分离器 7 除去柴油中的水分，再经柴油滤清器 2 滤除柴油中的杂质，然后送入喷油泵 3。在喷油泵内柴油经过增压和计量之后，经高压油管 9 供入喷油器 1，最后通过喷油器将柴油喷入燃烧室。喷油泵前端装有喷油提前器 4，后端与调速器 6 组成一体。输油泵供给的多余柴油及喷油器顶部的回油均经回油管 11 返回柴油箱。

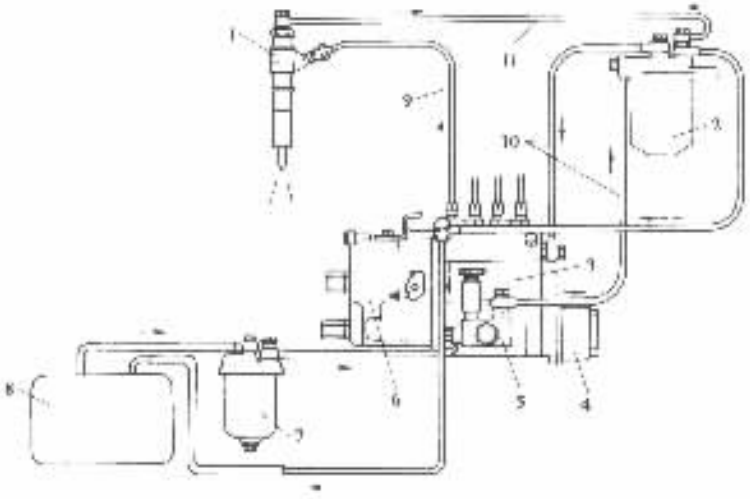


图 3－6－3　柱塞式喷油泵柴油机燃油系统示意图

1－喷油器；2－柴油滤清器；3－柱塞式喷油泵；4－喷油提前器；5－输油泵；6－调速器；7－油水分离器；8－柴油箱；9－高压油管；10－低压油管；11－回油管

图 3－6－4 所示为装有 VE 型分配式喷油泵的柴油机燃油系统。当柴油机工作时，一级输油泵 3 将柴油从柴油箱 1 吸出，经油水分离器 2 及柴油滤清器 5，将其送入二级输油泵 4，柴油在二级输油泵中加压后充入密闭的分配式喷油泵体 9 内，再经分配式喷油泵 12 增压计量后进入喷油器 10。

一级输油泵为膜片式泵，由配气机构的凸轮轴驱动。二级输油泵为滑片式泵，装在分配式喷油泵体内，并由分配式喷油泵的传动轴驱动。滑片式输油泵出口油压随其转速而增加，为控制喷油泵体内腔油压保持稳定，在二级输油泵出口设有调压阀 6。当喷油泵体内腔油压超过规定值时，将有部分柴油经调压阀返回输油泵入口。喷油泵体内腔油压一般为 0.3～0.7MPa。

在分配式喷油泵体内还装有调速器和喷油提前器 13。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

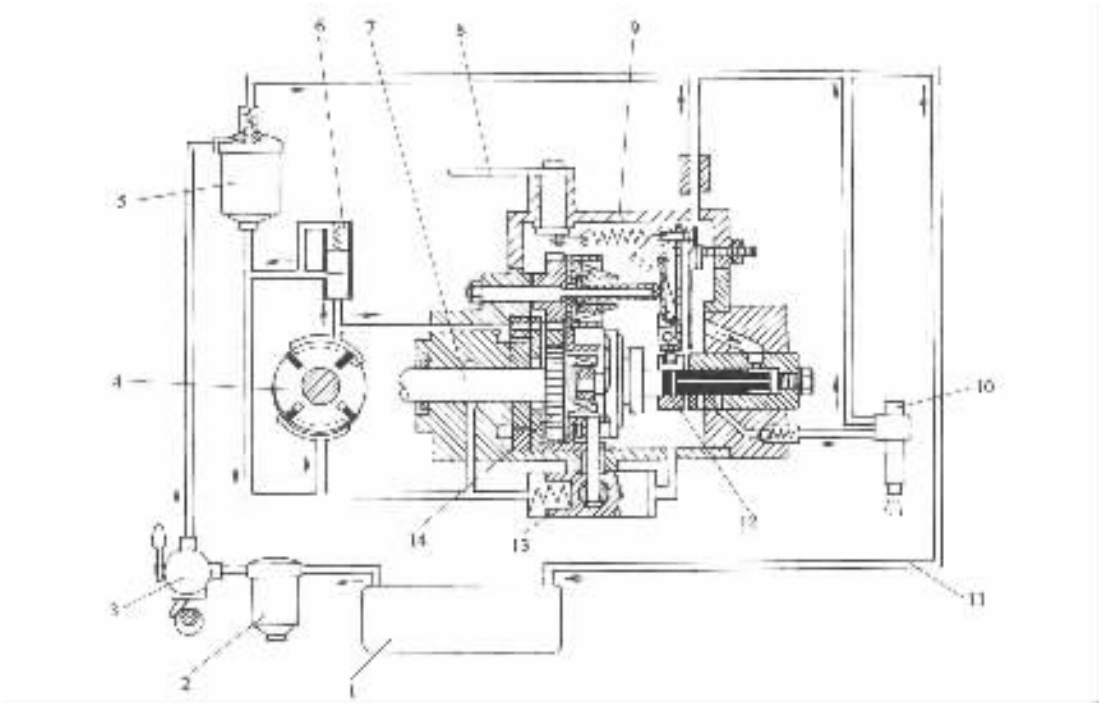


图 3－6－4 装有 VE 型分配式喷油泵的柴油机燃油系统示意图

1－柴油箱；2－油水分离器；3－一级输油泵；4－二级输油泵；5－柴油滤清器；6－调压阀；7－分配式喷油泵传动轴；8－调速手柄；9－分配式喷油泵体；10－喷油器；11－回油管；12－分配式喷油泵；13－喷油提前器；14－调速器传动齿轮

第三节 喷油器

喷油器是柴油机燃油供给系中实现燃油喷射的重要部件，其功用是根据柴油机混合气形成的特点，将燃油雾化成细微的油滴，并将其喷射到燃烧室特定的部位。

喷油器应满足不同类型的燃烧室对喷雾特性的要求。一般说来，喷注应有一定的贯穿距离和喷雾锥角，以及良好的雾化质量，而且在喷油结束时不发生滴漏现象。

汽车柴油机广泛采用闭式喷油器。这种喷油器主要由喷油器体、调压装置及喷油嘴等部分组成。闭式喷油器的喷油嘴是由针阀和针阀体组成的一对精密偶件，其配合间隙仅为 0.002～0.004mm。为此，在精加工之后，尚需配对研磨，故在使用中不能互换。一般针阀由热稳定性好的高速钢制造，而针阀体则采用耐冲击的优质合金钢。

根据喷油嘴结构形式的不同，闭式喷油器又可分为孔式喷油器和轴针式喷油器两种，分别用于不同类型的燃烧室。

一、孔式喷油器

1. 孔式喷油器结构

孔式喷油器用于直喷式燃烧室柴油机上，其结构如图 3－6－5 所示。由针阀 11 和针阀体 12 构成的喷油嘴通过拧紧螺母 10 与喷油器体 9 紧固在一起。为了保证结合面的密封，针阀体的上端面与喷油器体的下端面都需经过精细的研磨。调压弹簧 7 的预紧力通过顶杆 8 作用在

针阀上，将针阀压紧在针阀体内的密封锥面上，使喷油嘴关闭。调压弹簧的预紧力由调压螺钉 5 调节。

孔式喷油器的喷油嘴有长型和短型两种结构形式（图 3－6－6）。前者将喷油嘴加长，针阀的导向部分远离燃烧室，以减少针阀受热及变形，从而避免针阀卡死在针阀体内，所以长型喷油嘴多用于热负荷较高的柴油机上。针阀的上锥面称作承压锥面，用来承受油压产生的轴向推力，使针阀升起。针阀下端的锥面，称作密封锥面，与针阀体内的密封锥面配合，以实现喷油器内腔的密封。针阀的密封锥面与针阀体内的密封锥面都是在精加工之后再配对研磨，以保证其配合精度。孔式喷油器的喷油嘴头部加工有一个或多个喷孔，有一个喷孔的称单孔喷油器，有两个喷孔的称双孔喷油器，有 3 个以上喷孔的称多孔喷油器。一般喷孔数目为 1～7 个，喷孔直径为 0.2～0.5mm。喷孔直径不宜过小，否则既不易加工，又在使用中容易被积炭堵塞。6120Q－1 型柴油机采用长型喷油嘴双孔孔式喷油器，喷孔直径为 0.42mm。因为对燃油喷射方向有特定的要求，所以在喷油器体与针阀体之间设有定位销 14（图 3－6－5）。

图 3－6－7 所示为：Benz MB331 型柴油机使用的长型喷油嘴、调压弹簧下置式五孔孔式喷油器，或称低惯量孔式喷油器。其结构特点是，调压弹簧 8 下置，靠近喷油嘴，使顶杆 7 大为缩短，从而减小了运动件的质量和惯性力，有助于消减针阀跳动。在喷油嘴与喷油器体之间设置接合座 6，可以简化喷油器体的加工。

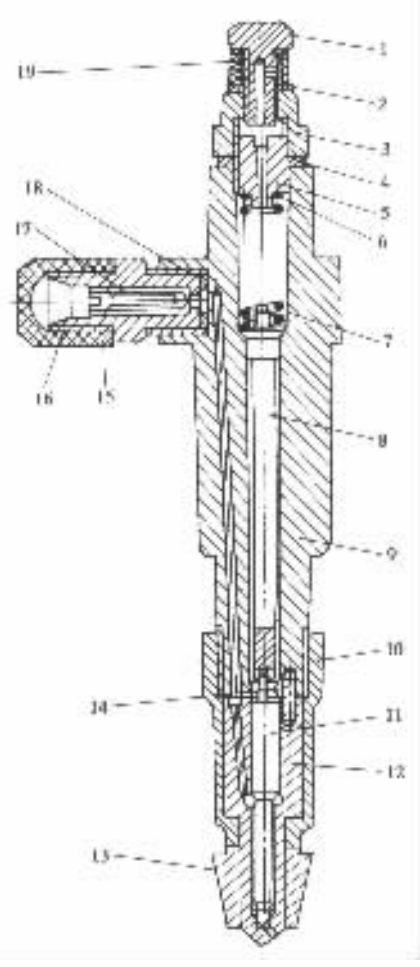


图 3－6－5　孔式喷油器结构

1－回油管接头；2－衬垫；3－调压螺钉保护螺母；4、6－垫圈；5－调压螺钉；7－调压弹簧；8－顶杆；9－喷油器体；10－喷油嘴拧紧螺母；11－针阀；12－针阀体；13－垫块；14－定位销；15－进油管接头护帽；16－进油管接头；17－喷油器滤芯；18－进油管接头衬垫；19－保护套

2. 孔式喷油器工作原理

当柴油机工作时，来自喷油泵的高压柴油通过高压油管送到喷油器，经进油管接头 16、喷油器滤芯 17 以及喷油器体 9 和针阀体 12 内的油道（图 3－6－5）进入喷油嘴内的压力室 6（图 3－6－6）。油压作用在针阀的承压锥面上，产生向上的推力。当此推力超过调压弹簧的预紧力时，针阀升起并将喷孔打开，高压柴油经喷孔喷入燃烧室。针阀升起的最大高度即针阀升程，由喷油器体（或接合座）的下端面限制。当喷油泵停止供油时，喷油嘴压力室内的油压迅速下降，针阀在调压弹簧的作用下瞬即落座，将喷孔关闭，终止喷油。在喷油器工作期间，有少量柴油从针阀与针阀体配合表面之间的间隙中漏出，并沿顶杆周围的缝隙上升，最后通过回油管接头 1（图 3－6－5）进入回油管，流回燃油滤清器。这部分柴油在漏过针阀偶件时对偶件起润滑作用。

二、轴针式喷油器

轴针式喷油器与孔式喷油器的工作原理相同，结构相似，只是喷油嘴头部的结构不同而

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

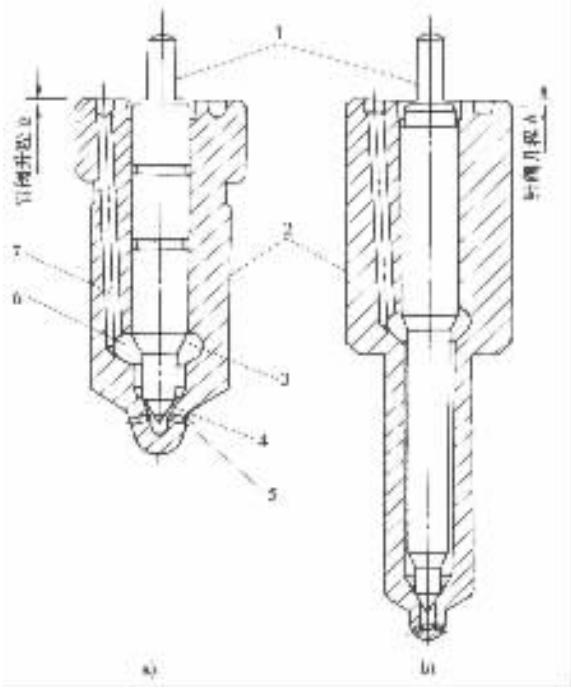


图 3－6－6 孔式喷油器喷油嘴的结构形式

a)短型；b)长型

1－针阀；2－针阀体；3－承压锥面；4－密封锥面；5－喷孔；6－压力室；7－进油道

已。在轴针式喷油器中，针阀密封锥面以下有一段轴针，它穿过针阀体上的喷孔且稍突出于针阀体之外，使喷孔呈圆环形。因此，轴针式喷油器的喷注是空心的。轴针可以制成圆柱形或截锥形(图 3－6－8)。圆柱形轴针其喷注的喷雾锥角较小，而截锥形轴针其喷注的喷雾锥角较大。因此，轴针制成不同形状，可以得到不同形状的喷注，以适应不同形状燃烧室的需要。

轴针式喷油器有普通型、节流型和分流型之分。与普通型相比，节流型喷油嘴的轴针较长，圆环形喷孔的长度或称节流升程较大。普通型与节流型喷油嘴的喷孔通过面积与针阀升程的关系，或称喷油嘴特性，如图 3－6－9 所示。节流型喷油嘴在针阀升起的初期，喷孔通过面积较小，历时较长。尽管针阀升程已达 0.48mm，但喷孔通过面积仍然很小。普通型喷油嘴则不同，在针阀升程超过 0.1mm 后，其喷孔通过面积就开始迅速增大。因此，节流型轴针式喷油器喷油初期的喷油速率较小，从而可以减缓燃烧过程初期气缸压力的增长，对降低柴油机燃烧噪声有利。

分流型轴针式喷油器用于涡流室燃烧室，用来改善涡流室燃烧室柴油机的冷起动性。分流型喷油嘴除主喷孔外，还在针阀体的密封锥面上加工有分流孔，孔径一般为 0.2mm，孔中心线与针阀体轴线成 30°角(图 3－6－10a)。当柴油机起动时，由于转速很低，喷油泵供油压力较小，因此喷油器的针阀升程较小，这时大部分柴油经分流孔逆气流方向喷到涡流室中心(图 3－6－10b)。因为逆气流喷射，燃油雾化好，加上涡流室中心的温度比较高，所以柴油容易着火燃烧，使柴油机在低温下顺利起动。当柴油机起动后在正常转速下工作时，针阀升程较大，大部分柴油从主喷孔顺气流方向喷入涡流室(图 3－6－10c)。

轴针式喷油器的总体结构如图 3－6－11 所示。轴针式喷油器工作时，轴针在喷孔内往复

运动，能清除喷孔中的积炭，喷孔不易堵塞，喷油器工作可靠。且由于喷孔较大，一般在 1～3mm 范围内，因此加工方便。

图 3－6－12 所示为调压弹簧下置的轴针式喷油器，或称低惯量轴针式喷油器。在此喷油器轴针的下端加工有横向孔 13 和中心孔 14，当喷油器工作时，既从环形喷孔喷油，又从中心孔喷油，可以改善喷注中燃油的分布。

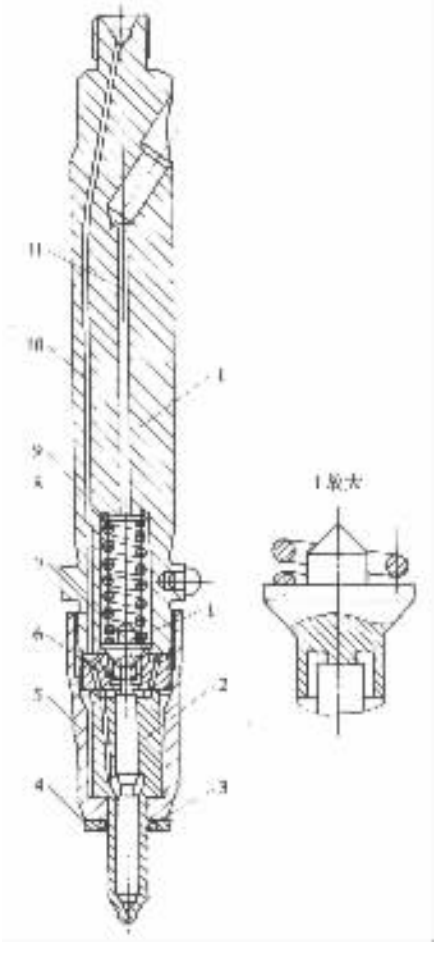


图 3－6－7　低惯量孔式喷油器

1－喷油器体；2－喷油嘴；3－弹性垫圈；4－密封垫圈；5－喷油嘴拧紧螺母；6－接合座；7－顶杆；8－调压弹簧；9－垫圈；10－进油道；11－回油道

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

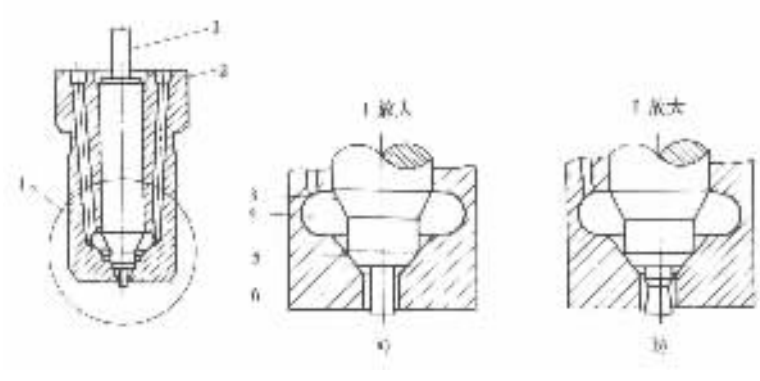


图 3－6－8 轴针式喷油嘴的结构形式

a)圆柱形轴针；b)截锥形轴针

1－针阀；2－针阀体；3－承压锥面；4－压力室；5－密封锥面；6－轴针

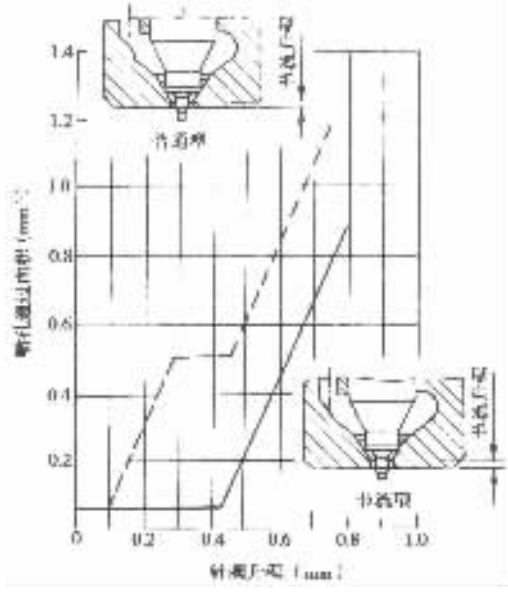


图 3－6－9 普通型与节流型轴针式喷油器喷油嘴特性的比较

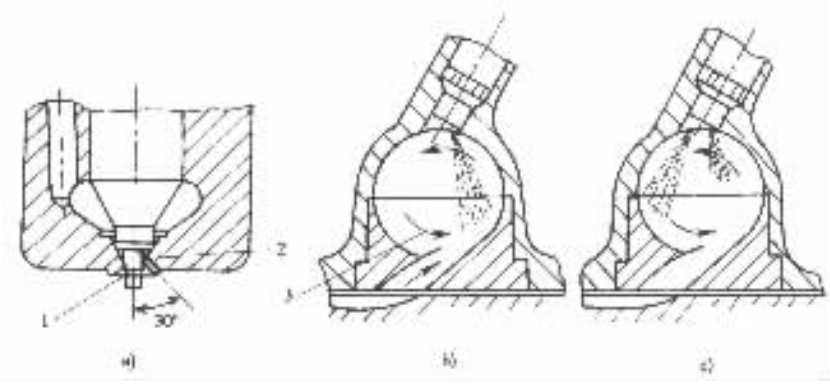


图 3－6－10　分流型轴针式喷油嘴及其喷射情况

a)分流型轴针式喷油嘴；b)起动时的喷射情况；c)起动后的喷射情况

1－主喷孔；2－分流孔；3－气流方向

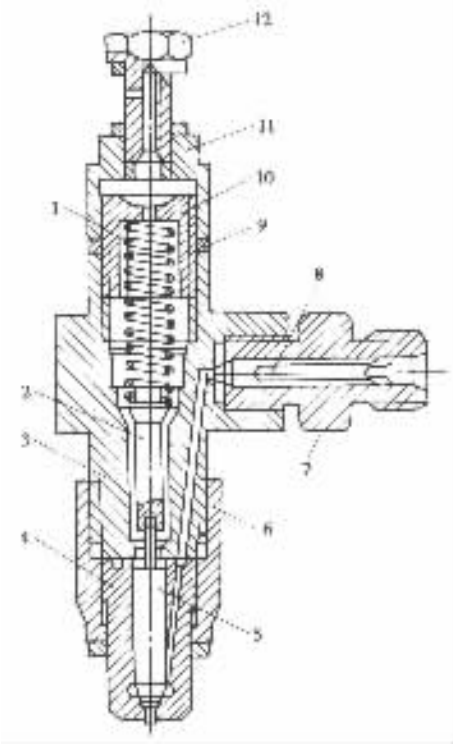


图 3－6－11　轴针式喷油器结构

1－调压弹簧；2－顶杆；3－喷油器体；4－针阀体；5－针阀；6－喷油嘴拧紧螺母；7－进油管接头；8－滤芯；9－垫圈；10－调压螺钉；11－保护螺母；12－回油管接头

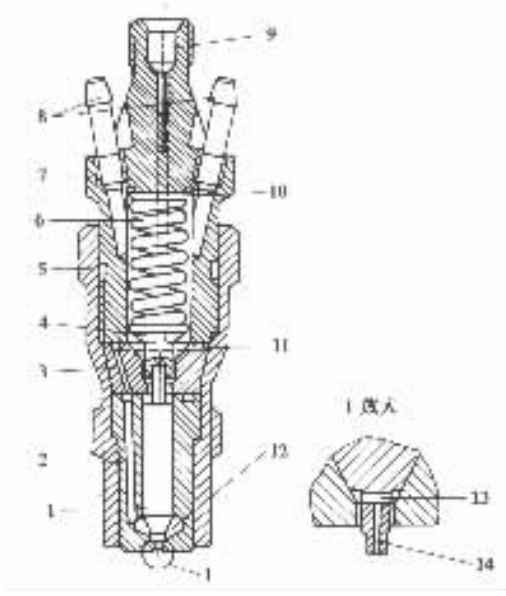


图 3－6－12　低惯量轴针式喷油器

1－针阀；2－针阀体；3－接合座；4－顶杆；5－隔热套；6－调压弹簧；7－喷油器体；8－回油管接头；9－进油孔；10－调压垫片；11－环形油槽；12－压力室；13－横向孔；14－中心孔

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

第四节 柱塞式喷油泵

喷油泵的功用是按照柴油机的运行工况和气缸工作顺序，以一定的规律，定时定量地向喷油器输送高压燃油。

多缸车用柴油机的喷油泵应满足下列要求：

1)各缸供油量相等。在标定工况下各缸供油量相差不超过 3% ~ 4%。喷油泵的供油量应随柴油机工况的变化而变化，为此喷油泵必须有供油量调节机构。

2)各缸供油提前角相同，误差小于 0.5° ~ 1°曲轴转角。供油提前角也应随柴油机工况的变化而变化，为此应装置喷油提前器。

3)各缸供油持续角一致。

4)能迅速停止供油，以防止喷油器发生滴漏现象。

喷油泵种类很多，在汽车柴油机上得到广泛应用的有直列柱塞式喷油泵和转子分配式喷油泵。此外，还有泵 - 喷油器等。

直列柱塞式喷油泵创制、发展和应用的历史比较久远，性能良好，工作可靠，为大多数汽车柴油机所采用。

一、柱塞式喷油泵系列

由于柴油机的单缸功率变化范围很大，若根据每一种单缸功率所需要的循环供油量来设计和制造喷油泵，那么喷油泵的尺寸规格将不可胜数，给生产和使用都造成诸多不便。因此，世界各国的喷油泵制造厂都是以几种不同的柱塞行程作为基础，将喷油泵划分成为数不多的几个系列或型号，然后再配以不同尺寸的柱塞偶件，构成若干种循环供油量不等的喷油泵，以满足各种不同功率柴油机的需要。表 3 - 6 - 4 所列为我国生产的几种车用柱塞式喷油泵的系列及其主要参数。

表 3 - 6 - 4 几种汽车用国产柱塞式喷油泵系列

主要参数 \ 系列代号	A	B	P	Z
凸轮升程(m)	8	10	10	12
分泵中心距(mm)	32	40	35	45
柱塞直径(mm)	(6)	(8)	8 9	10
	7	9	10	11
	8	10	11	12
	8.5		12	13
	9		13	
最大供油量(mm^3/循环)	60 ~ 150	130 ~ 225	130 ~ 475	300 ~ 600
分泵数	2 ~ 12	2 ~ 12	4 ~ 12	2 ~ 8
最大使用转速(r/min)	1400	1000	1500	900

A、B 系列喷油泵或称 A、B 型喷油泵的基本结构相同，均为直列柱塞式喷油泵的传统结构。P 型喷油泵则另辟蹊径，采用不开侧窗口的箱式封闭泵体，使喷油泵结构得到强化。下面分别介绍 A 型和 P 型喷油泵的结构及其工作原理。

二、A 型喷油泵的结构及工作原理

（一）A 型喷油泵结构

柱塞式喷油泵由泵油机构、供油量调节机构、驱动机构和喷油泵体等部分组成。A 型喷油泵结构如图 3－6－13 所示。

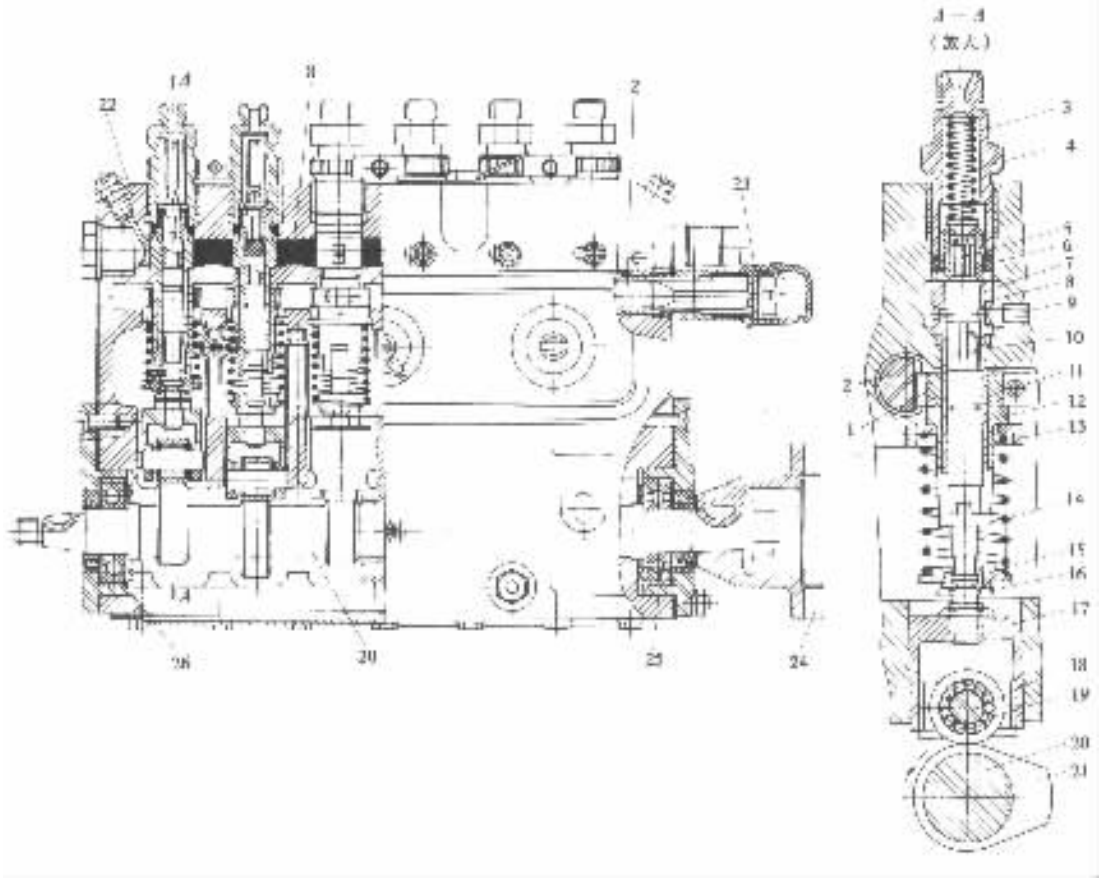


图 3－6－13　A 型喷油泵结构

1－齿圈；2－供油量调节齿杆；3－出油阀紧座；4－出油阀弹簧；5－出油阀；6－出油阀座；7－柱塞套；8－低压油腔；9－定位螺钉；10－柱塞；11－齿圈夹紧螺钉；12－油量调节套筒；13、15－上、下柱塞弹簧座；14－柱塞弹簧；16－供油定时调节螺钉；17－挺柱；18－滚轮轴；19－滚轮；20－喷油泵凸轮轴；21－凸轮；22－喷油泵体；23－供油量调节齿杆护帽；24－连轴节从动盘；25、26－轴承

1. 泵油机构

泵油机构包括柱塞套 7、柱塞 10、柱塞弹簧 14、上下柱塞弹簧座 13 和 15、出油阀 5、出油阀座 6、出油阀弹簧 4 和出油阀紧座 3 等零件。

柱塞和柱塞套构成喷油泵中最精密的偶件，称作柱塞偶件。正是由于柱塞偶件的精密配合及柱塞的高速运动，才得以实现对燃油的增压。每台喷油泵的柱塞偶件数和与其配套的柴

油机气缸数相同。一般柱塞偶件用优质合金钢制造，经过精细加工和配对研磨，使其配合间隙在 0.0015～0.0025mm 范围内。间隙过大，容易漏油，导致油压下降；间隙过小，对偶件润滑不利，且容易卡死。柱塞偶件在使用中不能互换。

柱塞头部加工有螺旋槽和直槽，柱塞下部加工有榫舌（图 3－6－14）。柱塞套安装在喷油泵体 22 的座孔中，柱塞套上的油孔与喷油泵内的低压油腔 8 相通。为了防止柱塞套转动，用定位螺钉 9 固定（图 3－6－13）。

柱塞弹簧 14（图 3－6－13）的上端通过上柱塞弹簧座 13 支承在喷油泵体上，下端则通过下柱塞弹簧座 15 支承于柱塞尾端。借助柱塞弹簧的预紧力使柱塞始终压紧在挺柱 17 上的供油定时调节螺钉 16 上，同时使挺柱的滚轮 19 始终与喷油泵凸轮 21 保持接触。

出油阀 5 与出油阀座 6 是喷油泵中另一对精密偶件，称出油阀偶件。出油阀偶件位于柱塞偶件的上方，出油阀座的下端面与柱塞套的上端面接触，通过拧紧出油阀紧座 3 使两者的接触面保持密合。同时，出油阀弹簧 4 将出油阀压紧在出油阀座上。

出油阀偶件的结构如图 3－6－15 所示。出油阀的密封锥面与出油阀座的接触表面经过精细研磨。出油阀减压环带与出油阀座孔的配合间隙很小。减压环带以下的出油阀表面是其在出油阀座孔内往复运动的导向面，导向部分的横截面为十字形。在有些出油阀紧座中设有减容器，旨在减小高压管路系统的容积，改善燃油的喷射过程。此外，减容器还起到限制出油阀最大升程的作用。

2. 供油量调节机构

喷油泵供油量调节机构的功用是，根据柴油机负荷的变化，通过转动柱塞来改变循环供油量。供油量调节机构或由驾驶员直接操纵，或由调速器自动控制。

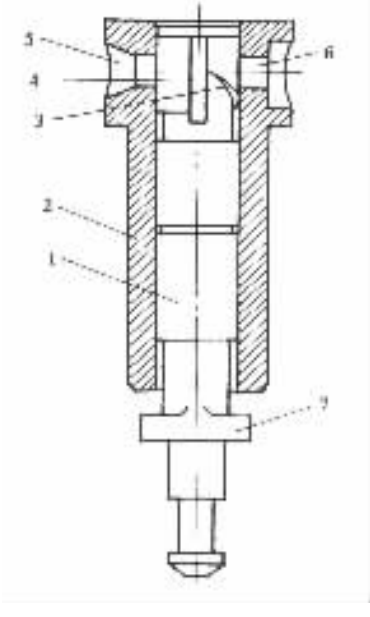


图 3－6－14 柱塞偶件

1－柱塞；2－柱塞套；3－螺旋槽；4－直槽；5、6－油孔；7－榫舌

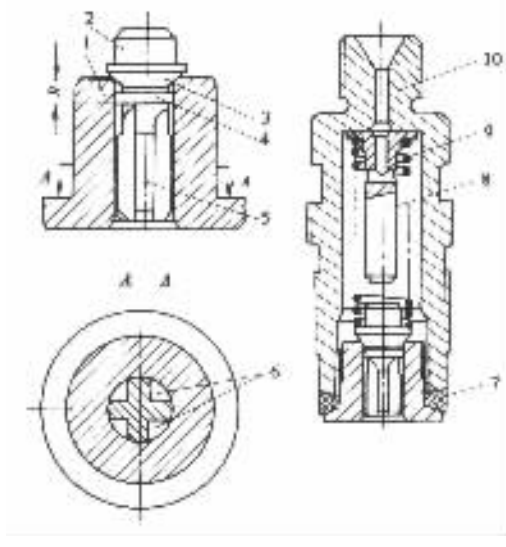


图 3－6－15 出油阀偶件

1－出油阀座；2－出油阀；3－密封锥面；4－减压环带；5－导向面；6－切槽；7－密封衬垫；8－减容器；9－出油阀弹簧；10－出油阀紧座

A 型喷油泵采用齿杆式供油量调节机构(图 3－6－16)。它包括调节齿杆 1、调节齿圈 2 和控制套筒 3 等零件。喷油泵柱塞 4 下端的榫舌嵌入控制套筒 3 的豁口中。控制套筒松套在柱塞套 5 上,其上端装有调节齿圈 2,并用螺钉夹紧。调节齿圈与调节齿杆相啮合。当驾驶员或调速器拉动齿杆时,调节齿圈连同控制套筒带动柱塞相对柱塞套转动,以达到调节供油量的目的。

齿杆式供油量调节机构工作可靠,传动平稳,但制造成本较高,且柱塞偶件之间的中心距较大。

3. 驱动机构

喷油泵的驱动机构包括凸轮轴 20 和挺柱组件 17(图 3－6－13)。凸轮轴的前、后端通过滚动轴承 25 和 26 支承在喷油泵体 22 上。凸轮轴上凸轮 21 的数目与喷油泵的柱塞偶件数相同,各凸轮间的夹角与配套柴油机的气缸数有关,并与气缸工作顺序相适应。凸轮轴一般由曲轴定时齿轮驱动,四冲程柴油机喷油泵凸轮轴的转速是曲轴转速的一半,以实现在凸轮轴一转之内向各气缸供油一次。

挺柱体部件安装在喷油泵体上的挺柱孔内,其结构如图 3－6－17 所示。加长的滚轮销 2 的两端插入挺柱孔 6 的定位长槽 5 中,使挺柱在挺柱孔中只能作上下往复运动,而不能绕其自身的轴线旋转,以避免滚轮与凸轮卡死。滚轮 3 在滚轮销 2 上转动。在滚轮与滚轮销之间镶有滚针轴承 4,也可镶衬套。在挺柱的顶端拧入供油定时调整螺钉 7 和锁紧螺母 8。

4. 喷油泵体

泵体是喷油泵的基础零件,泵油机构、供油量调节机构和驱动机构等都安装在喷油泵体上,它在工作中承受较大的作用力。因此,泵体应有足够的强度、刚度和良好的密封性。此外,还应该便于拆装、调整和维修。

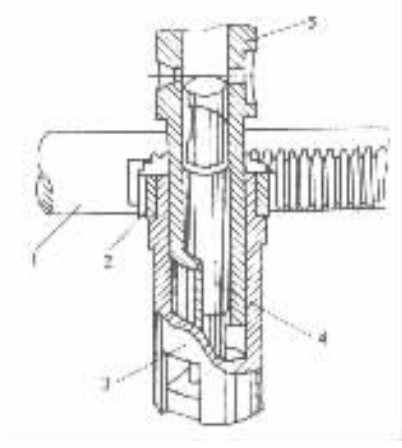


图 3－6－16　齿杆式油量调节机构

1－调节齿杆;2－调节齿圈;3－控制套筒;4－柱塞;5－柱塞套

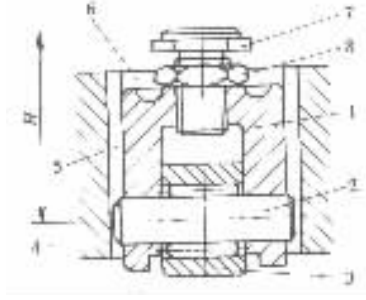


图 3－6－17　挺柱体部件

1－挺柱体;2－滚轮销;3－滚轮;4－滚针轴承;5－定位长槽;6－挺柱孔;7－调整螺钉;8－锁紧螺母

A 型喷油泵泵体为整体式,由铝合金硬模铸造而成。其结构紧凑、体积小、质量轻。泵体侧面开有窗口,底部用盖板封闭,侧盖和底盖均用螺栓固定(图 3－6－18),使喷油泵的拆装、调整和维修极为方便。

(二)A 型喷油泵工作原理

1. 运动过程

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

当喷油泵凸轮轴转动时，若挺柱滚轮在凸轮的基圆面上滚动，则柱塞停在柱塞下止点的位置。若滚轮滚到凸轮的上升段时，则凸轮推动挺柱，挺柱再推动柱塞上移，同时将柱塞弹簧压缩。当滚轮滚到凸轮的顶弧上时，柱塞到达柱塞上止点。随后滚轮在凸轮的下降段滚动，柱塞弹簧则推压柱塞，柱塞又推压挺柱下移，直到滚轮又滚到凸轮的基圆面上，柱塞又回到柱塞下止点为止。即当喷油泵工作时，随着凸轮轴的转动，挺柱和柱塞在柱塞的上、下止点之间分别在挺柱孔和柱塞套中作往复运动(图 3－6－13)。

2. 泵油过程

当柱塞顶面下移至柱塞套油孔 5 以下或柱塞停驻在下止点位置时，柴油从喷油泵的低压油腔经油孔 5 充入柱塞顶部的空腔或称柱塞腔(图 3－6－19a)。在柱塞从其下止点上移的过程中，将有部分柴油从柱塞腔经油孔 5 被挤回低压油腔，这一过程一直延续到柱塞顶面将油孔的上边缘封闭为止(图 3－6－19b)。此后，柱塞继续上移，柱塞腔内的油压骤然增高，克服出油阀弹簧 8 的预紧力，将出油阀 7 顶起。当出油阀密封锥面已经离开出油阀座，但减压环带尚在出油阀座孔内时，喷油泵仍然不能供油。仅当减压环带全部离开出油阀座孔之后，高压柴油才能经出油阀上的切槽供入高压油管，并经喷油器喷入燃烧室(图 3－6－19c)。当柱塞上移至图 3－6－19d)所示位置时，柱塞上的螺旋槽 3 将油孔 5 的下边缘打开，此时柱塞腔内的高压柴油经柱塞上的直槽 4、螺旋槽 3 和油孔 5 流回喷油泵的低压油腔，供油终止。由于柱塞腔的油压急剧下降，出油阀在出油阀弹簧和高压柴油的作用下迅速回落。当减压环带的下边缘进入出油阀座孔时，高压油管与柱塞腔的通路被切断，使燃油不能从高压油管流回柱塞腔。当出油阀完全落座之后，高压管路系统的容积因为空出减压环带的体积而增大，致使高压管路系统内的油压迅速降低，喷油器立即停止喷油，从而可以避免喷油器滴漏和其它不正常喷射现象的发生。

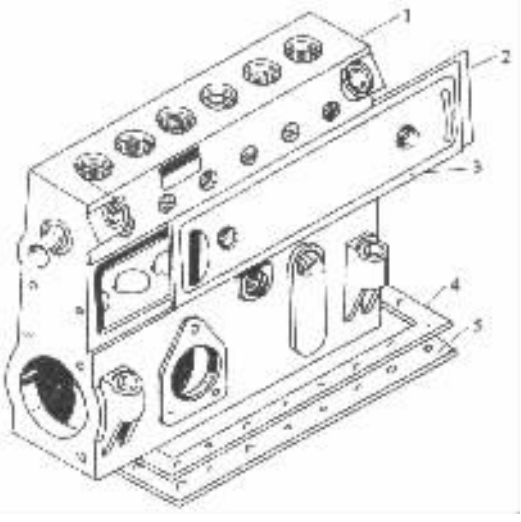


图 3－6－18 A 型喷油泵泵体

1－喷油泵体；2、4－衬垫；3－侧盖；5－底盖

柱塞由其下止点移动到上止点所经过的距离称作柱塞行程，也就是喷油泵凸轮的最大升程。由上述泵油过程可知，喷油泵并不是在整个柱塞行程内都供油，只是在柱塞顶面封闭柱塞套油孔到柱塞螺旋槽打开柱塞套油孔这段柱塞行程内供油。称这段柱塞行程为柱塞有效行程。显然，柱塞有效行程越大，供油的持续时间越长，喷油泵每一次的泵油量即循环供油量便越多。欲改变柱塞有效行程，只需转动柱塞即可。

3. 供油量的调节

当供油量调节机构的调节齿杆拉动柱塞转动时，柱塞上的螺旋槽与柱塞套油孔之间的相对位置发生变化，从而改变了柱塞的有效行程(图 3－6－20)。当柱塞上的直槽对正柱塞套油孔时，柱塞有效行程为零，这时喷油泵不供油(图 3－6－20a)。按照图 3－6－20 中箭头所指示的方向拉动调节齿杆 6，则调节齿圈 11 按箭头方向转动，柱塞有效行程增加，喷油泵循环供油量增多(图 3－6－20b)、c)。如果朝相反方向拉动调节齿杆，则柱塞有效行程减小，循环供油量减少。

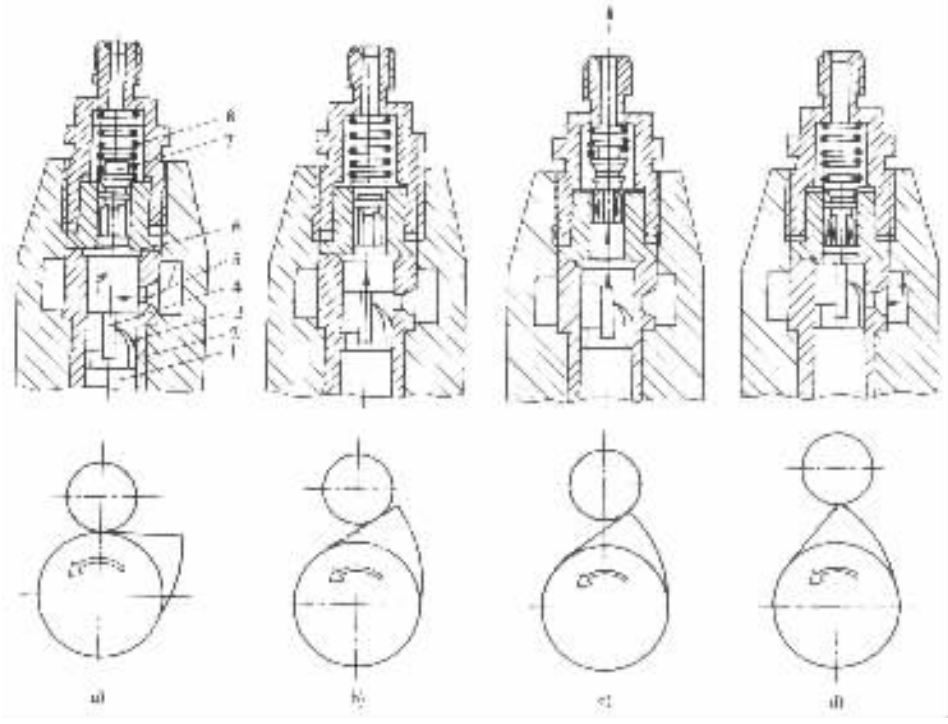


图 3－6－19　柱塞式喷油泵泵油原理示意图

1－柱塞；2－柱塞套；3－螺旋槽；4－直槽；5－柱塞套油孔；6－出油阀座；7－出油阀；8－出油阀弹簧

利用上述供油量调节原理，可将多缸喷油泵的各缸供油量调匀。其操作步骤为：保持调节齿杆不动，拧松调节齿圈紧固螺钉 12，适当地转动控制套筒 10，使其带动柱塞在柱塞套内转动，改变柱塞的有效行程，便可使供油量或增或减，然后拧紧调节齿圈紧固螺钉。根据需要再拧松另一个调节齿圈的紧固螺钉，重复上述步骤，直到各缸供油量均匀一致为止。这项工作须在专门的喷油泵试验台上进行。

4. 供油定时的调节

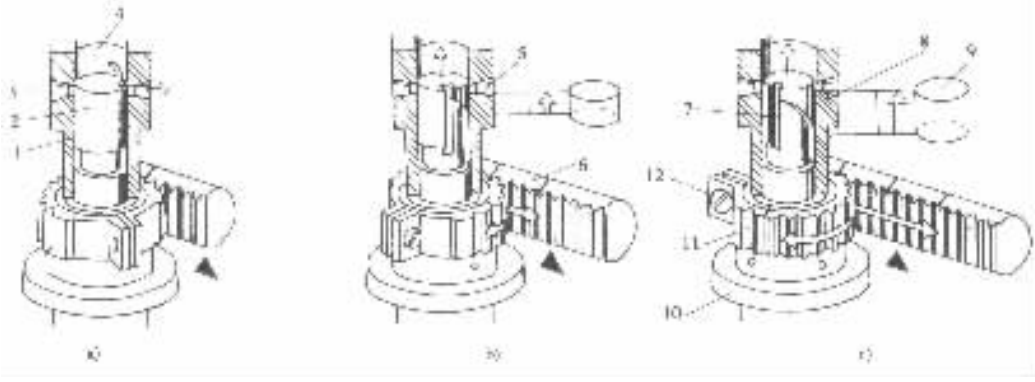


图 3－6－20　循环供油量的调节

1－柱塞套；2－柱塞；3、5－柱塞套油孔；4－柱塞腔；6－调节齿杆；7－直槽；8－螺旋槽；9－循环供油量穿积；10－控制套筒；11－调节齿圈；12－调节齿圈紧固螺钉

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

供油定时是指喷油泵对柴油机有正确的供油时刻，而供油时刻用供油提前角表示。供油提前角是指从柱塞顶面封闭柱塞套油孔起到活塞上止点为止，曲轴所转过的角度。已如上述，多缸喷油泵各缸供油提前角或供油间隔角应该相同。各缸供油间隔角决定于喷油泵凸轮轴上各凸轮的相对位置，但由于加工和装配误差，很难达到一致，因此必须进行调节。调节的方法是改变供油定时调节螺钉伸出挺柱体外的高度(图 3－6－17)。旋出调整螺钉，挺柱体的高度日增加，柱塞位置升高，柱塞套油孔提前被封闭，供油提前，即供油提前角增大。拧入调整螺钉，则使供油迟后，供油提前角减小。对各缸的供油定时调整螺钉逐个调节之后，可以使各缸供油提前角或供油间隔角达到一致。应该指出，这种调节只是用来补偿加工和装配误差，调节的幅度很小。欲同时或较大幅度地改变各缸供油提前角，须借助于喷油提前器。

三、P 型喷油泵结构特点

P 型喷油泵的工作原理与 A 型喷油泵基本相同，但在结构上却脱离了柱塞式喷油泵的传统结构，具有一些明显的特点。

1. 箱形封闭式喷油泵体

P 型喷油泵采用不开侧窗口的箱形封闭式喷油泵体，大大提高了喷油泵体的刚度，可以承受较高的喷油压力而不发生变形，以适应柴油机不断向大功率、高转速强化的需要。

2. 吊挂式柱塞套

喷油泵柱塞 5(图 3－6－21)和出油阀偶件 3 都装在有连接凸缘的柱塞套 4 内，当拧紧柱塞套顶部的出油阀紧座 1 之后，构成一个独立的组件。然后用柱塞套紧固螺栓 14 将柱塞套凸缘紧固在泵体的上端面上，形成吊挂式结构。这种结构改善了柱塞套和喷油泵体的受力状态。

另外，柱塞套内孔上端孔径略大(图 3－6－22)，可防止柱塞在上端卡死。柱塞套内孔的中部加工有集油槽 2，从柱塞偶件间隙泄漏的柴油集中于此槽内，经回油孔 1 流回喷油泵的低压油腔。

P 型喷油泵的柱塞顶部开有起动槽 3。当柱塞处于起动位置时，此槽与柱塞套油孔相对，在柱塞上移到起动槽的下边缘封闭油孔时开始供油。由于起动槽的下边缘低于柱塞顶面，因此供油迟后，供油提前角减小。这时气缸温度较高，柴油喷入气缸容易着火燃烧，有利于柴油机低温起动。

在柱塞套油孔的外面装有导流罩 16(图 3－6－21)。当柱塞供油结束时，高压柴油以很高的速度经柱塞套油孔流回低压油腔，并强烈地冲击喷油泵体，使其发生穴蚀。导流罩可以防止喷油泵体穴蚀的发生。

3. 钢球式油量调节机构

P 型喷油泵的油量调节机构包括调节拉杆 7、控制套筒 8 和嵌入调节拉杆凹槽中的钢球 6。柱塞上的榫舌 9 嵌入控制套筒的豁口中(图 3－6－21)。移动调节拉杆，通过钢球带动控制套筒使柱塞转动，从而改变供油量。这种油量调节机构结构简单，工作可靠，配合间隙小。

4. 压力润滑

利用柴油机润滑系统主油道内的机油对各润滑部位施行压力式润滑。

P 型泵各缸供油提前角或供油间隔角是利用在柱塞套凸缘下面增减调节垫片 15(图 3－6－21)的方法来进行调节的。调匀各缸供油量则通过转动柱塞套 4 来实现。柱塞套凸缘上的螺栓孔是长圆孔(图 3－6－21)，拧松紧固螺栓 14，柱塞套可绕其轴线转动 10°左右。当转动柱塞套时，改变了柱塞套油孔与柱塞的相对位置，从而改变了柱塞的有效行程，即改变了循环供

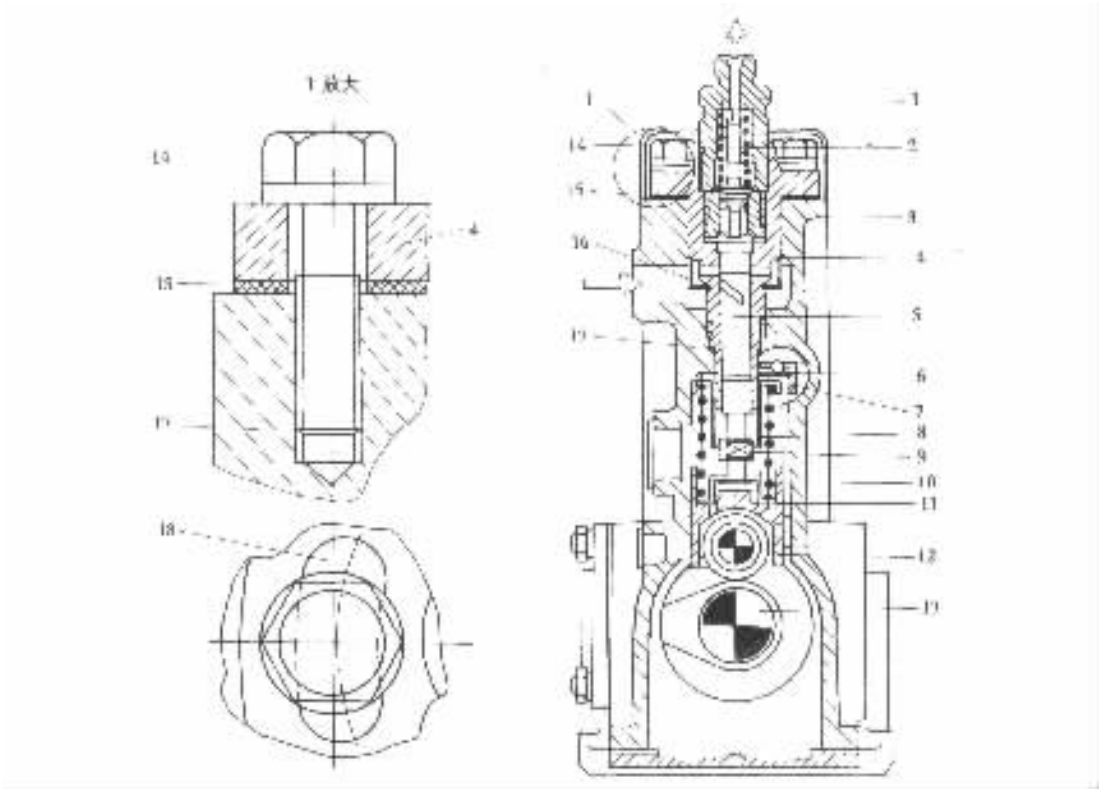


图 3－6－21　P 型喷油泵

1－出油阀紧座；2－减容器；3－出油阀偶件；4－柱塞套；5－柱塞；6－钢球；7－调节拉杆；8－控制套筒；9－柱塞榫舌；10－柱塞弹簧；11－弹簧座；12－挺柱；13－凸轮轴；14－柱塞套紧固螺栓；15－调节垫片；16－导流罩；17－喷油泵体；18－柱塞套凸缘上的螺栓孔

油量。

四、喷油提前器

喷油提前器实际上是喷油泵供油提前角自动调节装置。

供油提前角对柴油机性能有很大的影响，供油提前角过大或过小均使柴油机的动力性和经济性恶化。为了保证柴油机有良好的使用性能，必须在最佳供油提前角下工作。当转速和供油量一定时，能获得最大功率和最小燃油消耗率的供油时刻，称为最佳供油提前角。最佳供油提前角随柴油机转速和负荷而变化，转速越高，负荷越大，最佳供油提前角也越大。

汽车柴油机的转速和负荷都在很大范围内变化，所以现代汽车柴油机都装有喷油提前器。这样，当柴油机工况发生变化时，才能自动地进行调节，使喷油泵始终保持最佳供油时刻。

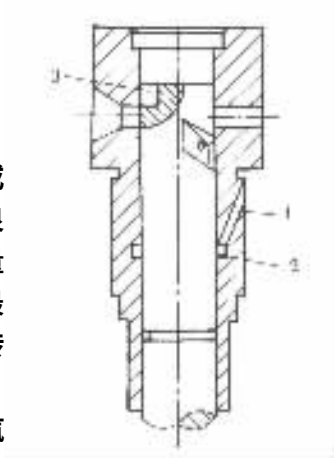


图 3－6－22　柱塞偶件结构

1－回油孔；2－集油槽；3－起动槽

目前广为应用的机械离心式自动喷油提前器，只能响应柴油机转速的变化进行供油提前角的自动调节。其结构形式虽有多种，但工作原理却基本相同。图 3－6－23 所示为其中的一种。整个装置由防护罩 9 密封，其

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

内部包括主动盘 6 和从动盘 1。主动盘凸缘 5 的外侧有两个传动爪 B,它们与喷油泵的驱动轴刚性连接。主动盘凸缘的内侧固定有两个传动销 4 和 7。在传动销的圆柱面上加工有平凹坑,作为提前器弹簧 8 的支座。从动盘 1 与喷油泵凸轮轴刚性连接,其上固定有两个飞锤销 2,在飞锤销的圆柱面上也加工有平凹坑,作为弹簧 8 的另一端支座。飞锤 3 上的销孔套在飞锤销上。弹簧 8 支承在传动销与飞锤销之间,并使飞锤的圆弧面压紧在传动销上。可见,主动盘与从动盘之间为弹性连接,并能相互转动一定的角度。

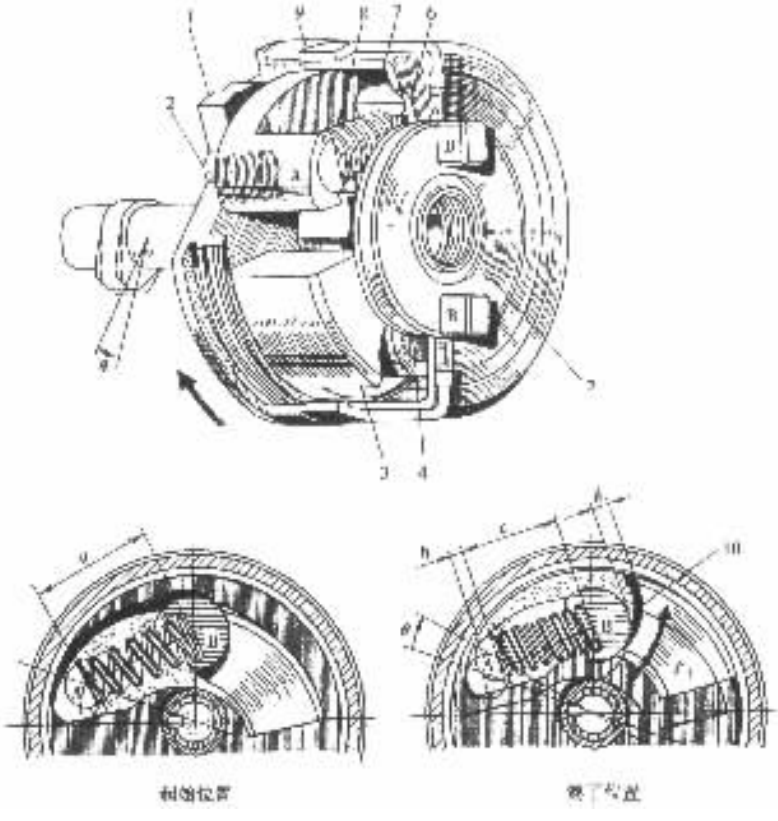


图 3-6-23 机械式自动喷油提前器

1-从动盘;2-飞锤销;3-飞锤;4、7-传动销;5-主动盘凸缘;
6-主动盘;8-提前器弹簧;9-防护罩;10-飞锤圆弧面
a-起始时弹簧长度;b-终了时飞锤销的移动距离;c-终了时弹簧长度;
d-终了时飞锤移动距离;θ-提前角调节范围;F_f-飞锤离心力

当柴油机恒速运行时,喷油泵驱动轴通过主动盘凸缘 5、传动销 4 和 7、飞锤圆弧面 10、飞锤销 2 和从动盘 1 来驱动喷油泵凸轮轴。

若转速升高,则飞锤的离心力 F_f 克服弹簧力使飞锤向外张开。当飞锤的圆弧面沿传动销由内向外滑动时,便带动从动盘或喷油泵凸轮轴相对于主动盘或喷油泵驱动轴顺喷油泵旋转方向转过一定角度,从而使供油提前。喷油提前器的调节范围为 0°~10°。

第五节 分配式喷油泵

分配式喷油泵简称分配泵,有转子式和单柱塞式两大类。英国 CAV 公司的 DPA 型分配泵

和法国 SIGMA 公司的 PRS 型分配泵均属转子式，也称径向压缩式。德国 Bosch 公司的 VE 型分配泵则为单柱塞式，又称轴向压缩式。

分配泵与柱塞式喷油泵相比，有许多特点：

1）分配泵结构简单，零件少，体积小，质量轻，使用中故障少，容易维修。

2）分配泵精密偶件加工精度高，供油均匀性好，因此不需要进行各缸供油量和供油定时的调节。

3）分配泵的运动件靠喷油泵体内的柴油进行润滑和冷却，因此，对柴油的清洁度要求很高。

4）分配泵凸轮的升程小，有利于提高柴油机转速。

一、VE 型分配泵

（一）VE 型分配泵结构

VE 型分配泵由驱动机构、二级滑片式输油泵、高压分配泵头和电磁式断油阀等部分组成。此外，机械式调速器和液压式喷油提前器也安装在分配泵体内（图 3－6－24）。

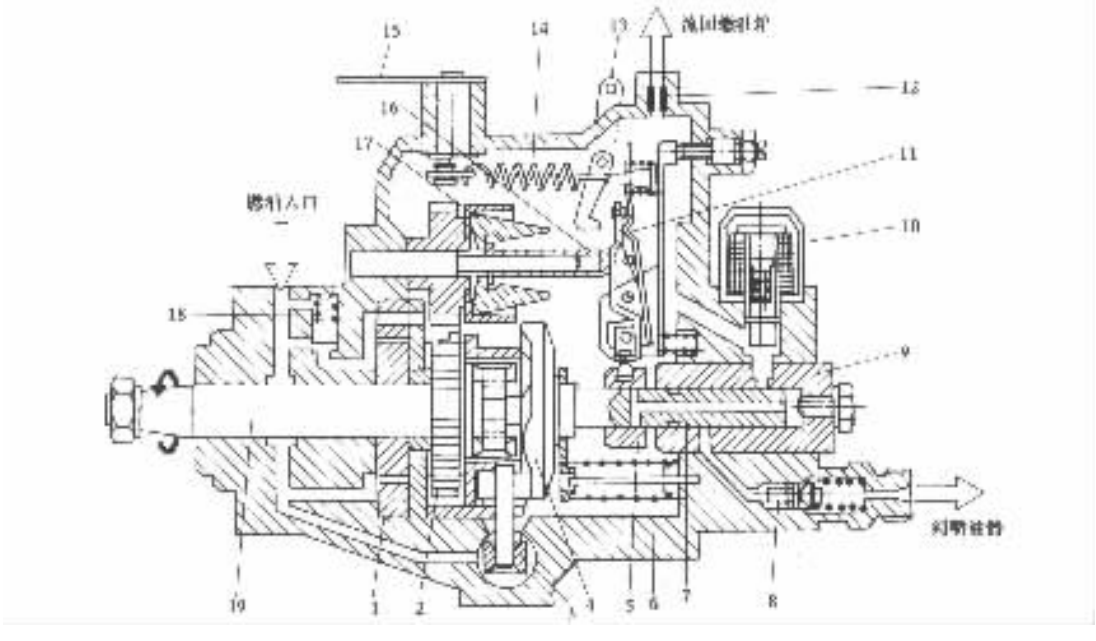


图 3－6－24　VE 型分配泵

1－二级滑片式输油泵；2－调速器驱动齿轮；3－液压式喷油提前器；4－平面凸轮盘；5－油量调节套筒；6－柱塞弹簧；7－分配柱塞；8－出油阀；9－柱塞套；10－断油阀；11－调速器张力杠杆；12－溢流节流孔；13－停车手柄；14－调速弹簧；15－调速手柄；16－调速套筒；17－飞锤；18－调压阀；19－驱动轴

驱动轴 19 由柴油机曲轴定时齿轮驱动。驱动轴带动二级滑片式输油泵 1 工作，并通过调速器驱动齿轮 2 带动调速器轴旋转。在驱动轴的右端通过联轴器 21（图 3－6－25）与平面凸轮盘 4 连接，利用平面凸轮盘上的传动销带动分配柱塞 7（图 3－6－24）。柱塞弹簧 6 将分配柱塞压紧在平面凸轮盘上，并使平面凸轮盘压紧滚轮 22（图 3－6－25）。滚轮轴嵌入静止不动的滚轮架 20 上。当驱动轴 19 旋转时，平面凸轮盘与分配柱塞同步旋转，而且在滚轮、平面凸轮和柱塞弹簧的共同作用下，凸轮盘还带动分配柱塞在柱塞套 9 内作往复运动。往复运动使

柴油增压，旋转运动进行柴油分配。

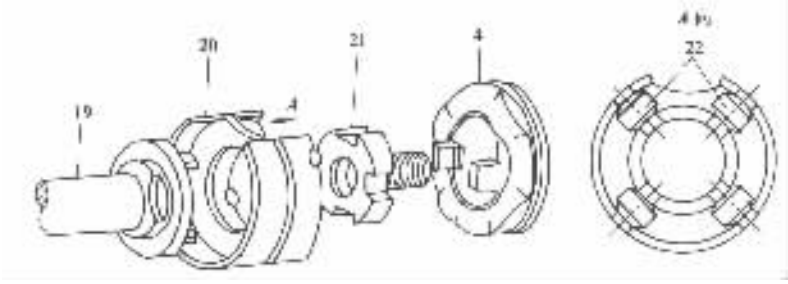


图 3－6－25 滚轮、联轴器及平面凸轮

20－滚轮架；21－联轴器；22－滚轮（其余图注同图 3－6－24）

凸轮盘上平面凸轮的数目与柴油机气缸数相同。分配柱塞的结构如图 3－6－26 所示。在分配柱塞 1 的中心加工有中心油孔 3，其右端与柱塞腔相通，而左端与泄油孔 2 相通。分配柱塞上还加工有燃油分配孔 5、压力平衡槽 4 和数目与气缸数相同的进油槽 6。

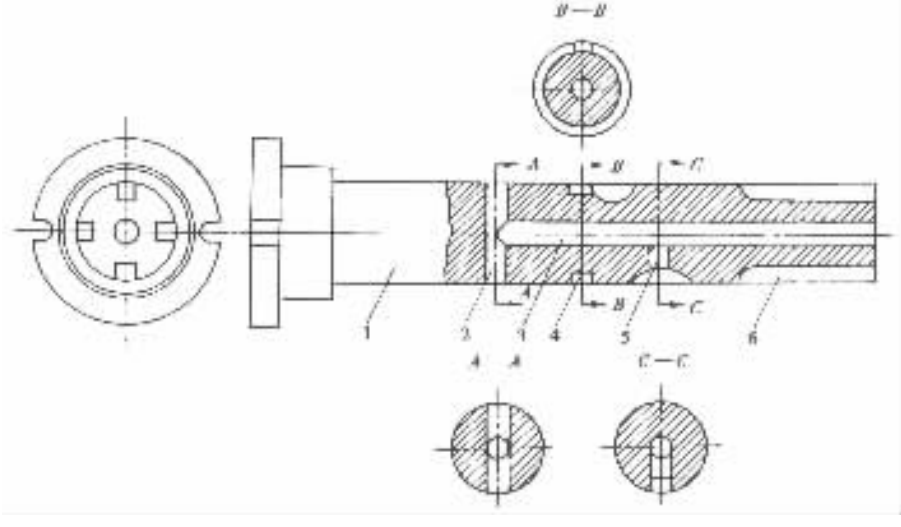


图 3－6－26 分配柱塞

1－分配柱塞；2－泄油孔；3－中心油孔；4－压力平衡槽；5－燃油分配孔；6－进油槽

柱塞套 9（图 3－6－24）上有一个进油孔和数目与气缸数相同的分配油道，每个分配油道都连接一个出油阀 8 和一个喷油器。

（二）VE 型分配泵工作过程

VE 型分配泵的工作过程如图 3－6－27 所示。

1）进油过程（图 3－6－27a） 当平面凸轮盘 12 的凹下部分转至与滚轮 13 接触时，柱塞弹簧将分配柱塞 14 由右向左推移至柱塞下止点位置，这时分配柱塞上的进油槽 3 与柱塞套 20 上的进油孔 2 连通，柴油自喷油泵体 19 的内腔经进油道 17 进入柱塞腔 4 和中心油孔 10 内。

2）泵油过程（图 3－6－27b） 当平面凸轮盘由凹下部分转至凸起部分与滚轮接触时，分配柱塞在凸轮盘的推动下由左向右移动。在进油槽转过进油孔的同时，分配柱塞将进油孔封闭，这时柱塞腔 4 内的柴油开始增压。与此同时，分配柱塞上的燃油分配孔 18 转至与柱塞套上的

一个出油孔 8 相通，高压柴油从柱塞腔经中心油孔、燃油分配孔、出油孔进入分配油道 7，再经出油阀 6 和喷油器 5 喷入燃烧室。

平面凸轮盘每转一周，分配柱塞上的燃油分配孔依次与各缸分配油道接通一次，即向柴油机各缸喷油器供油一次。

3）停油过程（图 3－6－27c）　分配柱塞在平面凸轮盘的推动下继续右移，当柱塞上的泄油孔 11 移出油量调节套筒 15 并与喷油泵体内腔相通时，高压柴油从柱塞腔经中心油孔和泄油孔流进喷油泵体内腔，柴油压力立即下降，供油停止。

从柱塞上的燃油分配孔 18 与柱塞套上的出油孔 8 相通的时刻起，至泄油孔 11 移出油量调节套筒 15 的时刻止，这期间分配柱塞所移动的距离为柱塞有效供油行程。显然，有效供油行程越大，供油量越多。移动油量调节套筒即可改变有效供油行程，向左移动油量调节套筒，停油时刻提早，有效供油行程缩短，供油量减少；反之，向右移动油量调节套筒，供油量增加。

油量调节套筒的移动由调速器操纵。

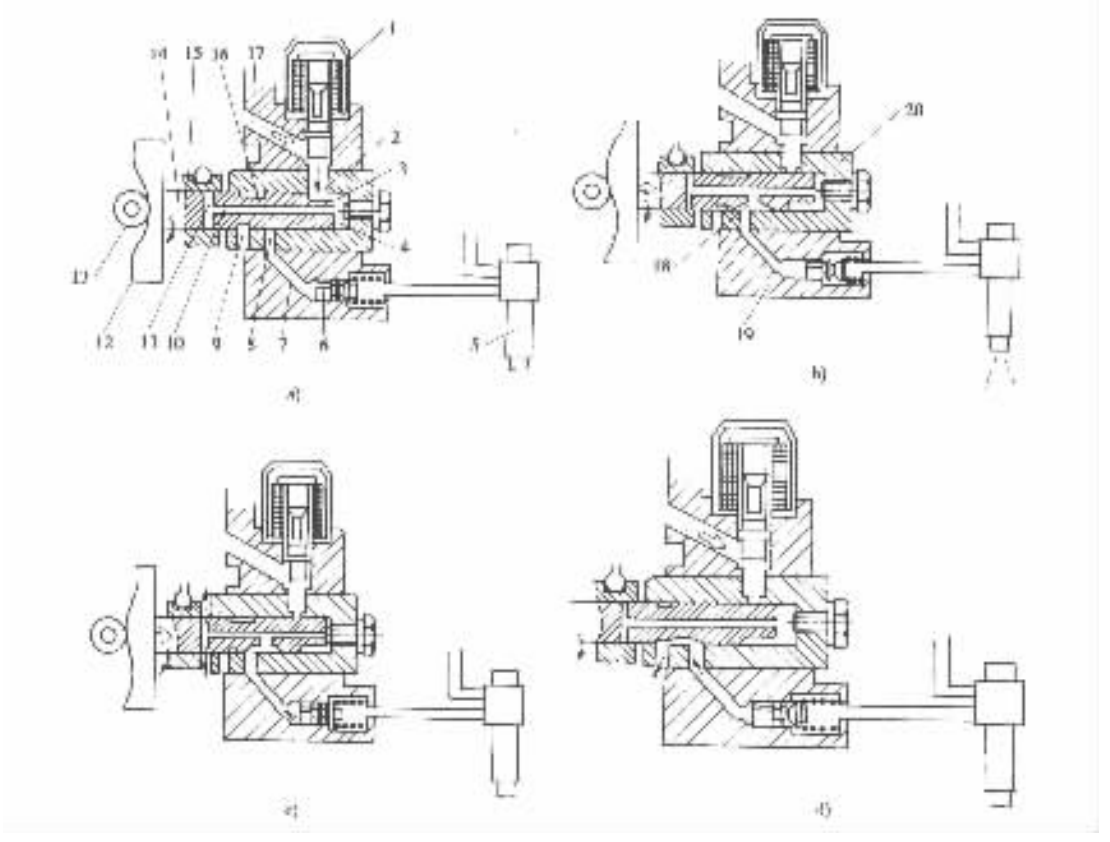


图 3－6－27　VE 型分配泵的工作过程

a）进油过程；b）泵油过程；c）停油过程；d）压力平衡过程

1－断油阀；2－进油孔；3－进油槽；4－柱塞腔；5－喷油器；6－出油阀；7－分配油道；8－出油孔；9－压力平衡孔；10－中心油孔；11－泄油孔；12－平面凸轮盘；13－滚轮；14－分配柱塞；15－油量调节套筒；16－压力平衡槽；17－进油道；18－燃油分配孔；19－喷油泵体；20－柱塞套

4）压力平衡过程（图 3－6－27d）分配柱塞上设有压力平衡槽 16，在分配柱塞旋转和移动过程中，压力平衡槽始终与喷油泵体内腔相通。在某一气缸供油停止之后，且当压力平衡槽转

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

至与相应气缸的分配油道连通时，分配油道与喷油泵体内腔相通，于是两处的油压趋于平衡。在柱塞旋转过程中，压力平衡槽与各缸分配油道逐个相通，致使各分配油道内的压力均衡一致，从而可以保证各缸供油的均匀性。

（三）电磁式断油阀

VE 型分配泵装有电磁式断油阀，其电路和工作原理如图 3－6－28 所示。

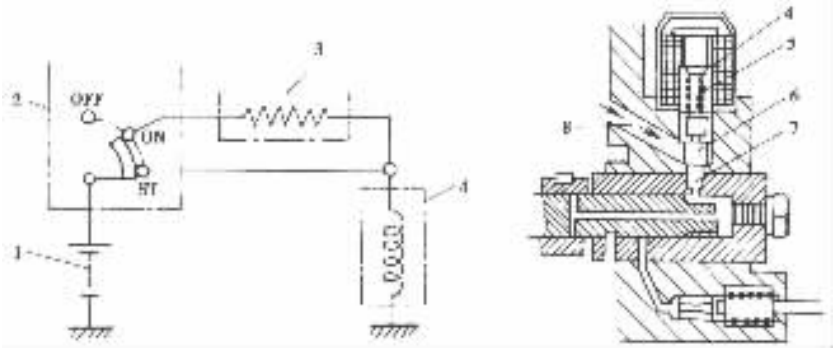


图 3－6－28 电磁式断油阀电路及其工作原理

1－蓄电池；2－起动开关；3－电阻；4－电磁线圈；
5－回位弹簧；6－阀门；7－进油孔；8－进油道

起动时，将起动开关 2 旋至 ST 位置，这时来自蓄电池 1 的电流直接流过电磁线圈 4，产生的电磁力压缩回位弹簧 5，将阀门 6 吸起，进油孔 7 开启。

柴油机起动之后，将起动开关旋至 ON 位置，这时电流经电阻 3 流过电磁线圈，电流减小，但由于有油压的作用，阀门仍然保持开启。

当柴油机停机时，将起动开关旋至 OFF 位置，这时电路断开，阀门在回位弹簧的作用下关闭，从而切断油路，停止供油。

（四）液压式喷油提前器

在 VE 型分配式喷油泵体的下部安装有液压式喷油提前器，其结构如图 3－6－29 所示。

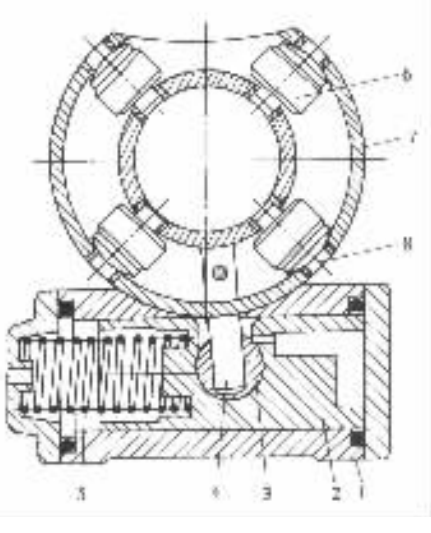


图 3－6－29 液压式喷油提前器

1－壳体；2－活塞；3－连接销；4－传力销；5－弹簧；6－滚轮；7－滚轮架；8－滚轮轴

在喷油提前器壳体 1 内装有活塞 2，活塞左端与二级滑片式输油泵的入口相通，并有弹簧 5 压在活塞上。活塞右端与喷油泵体内腔相通，其压力等于二级滑片式输油泵的出口压力。当柴油机在某一转速下稳定运转时，作用在活塞左、右端的力相等，活塞处于某一平衡位置。若柴油机转速升高，二级滑片式输油泵的出口压力增大，作用于活塞右端的力随之增加，推动活塞向左移。动，并通过连接销 3 和传力销 4 带动滚轮架 7 绕其轴线转动一定的角度，直至活塞两端的力重新达到平衡为止。滚轮架的转动方向与平面凸轮盘的旋转方向正好相反，使平面凸轮提前一定角度与滚轮接触，供油相应提前，即供油提前角增大。反之，若柴油机转速降低，则二级滑片式输油泵的出口压力也随之降低，作用于活塞右端的力减小，活塞向右移

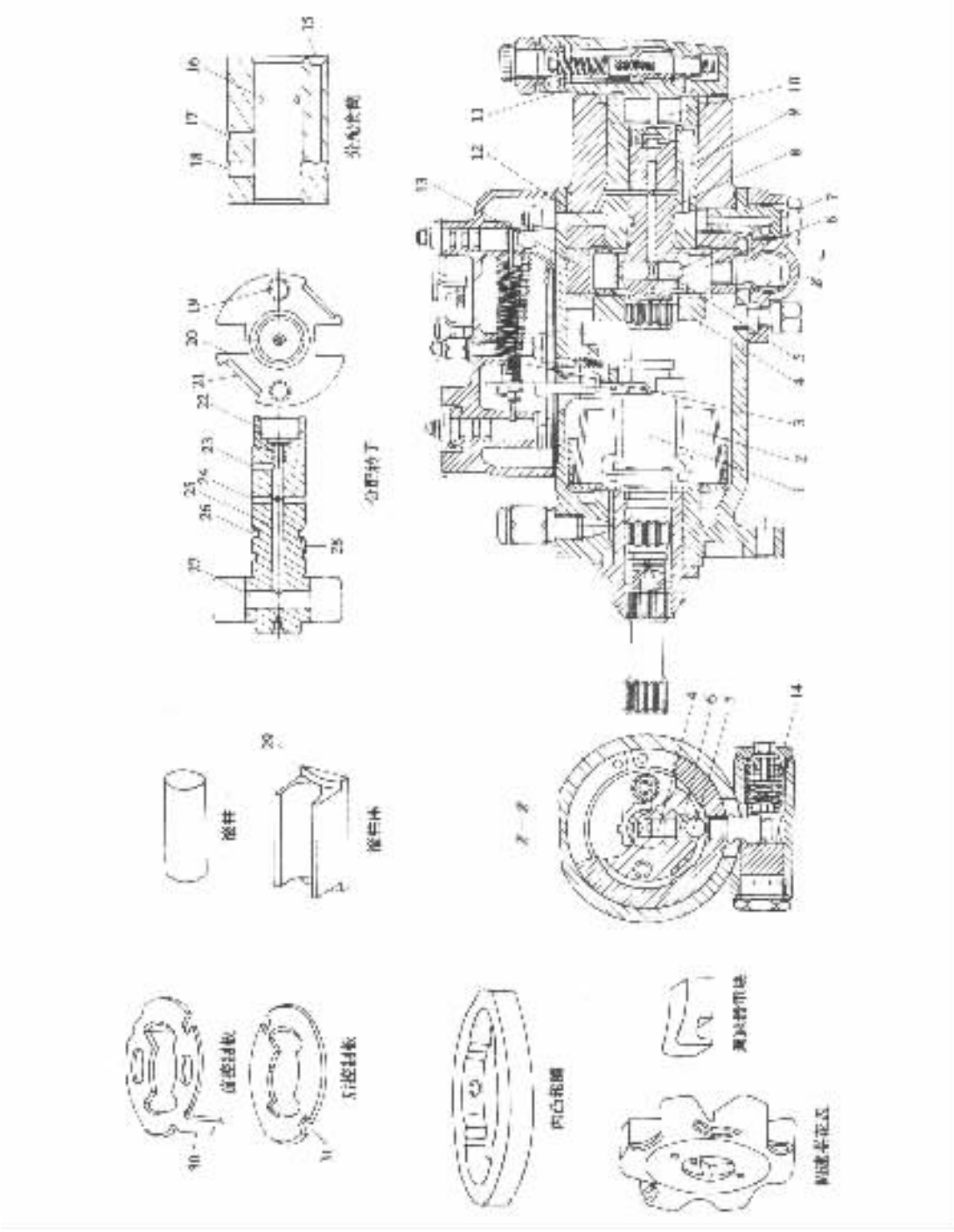


图 3－6－30　DPA 型分配泵

1－花键传动轴；2－调速器重块；3－调速器摇杆；4－花键套；5－柱塞；6－滚柱；7－滚柱座；8－分配转子；9－分配套筒；10－二级滑片式输油泵；11－调压阀；12－油量控制阀；13－内凸轮圈；14－喷油提前器；15－分配套筒轴向油孔；16－分配套筒出油孔；17－分配套筒进油孔；18－分配套筒径向油孔；19、22－螺纹孔；20－滚柱座导向槽；21－缺口；23－分配孔；24－分配转子进油孔；25－中心油孔；26－环形油槽；27－柱塞孔；28－轴向油槽；29－滚柱座凸耳；30－前控制板凸舌；31－后控制板缺口

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

动，并带动滚轮架向着平面凸轮盘旋转的同一方向转过一定的角度，使供油提前角减小。

二、DPA 型分配泵

（一）DPA 型分配泵结构

DPA 型分配泵主要由驱动机构、二级滑片式输油泵、高压分配泵头和油量控制阀等部分组成。此外，机械式调速器安装在分配泵体内，而喷油提前器则装在分配泵体外（图 3－6－30）。

驱动机构包括花键传动轴 1 和花键套 4 等传动零件，由曲轴定时齿轮驱动。

高压分配泵头由旋转部分和固定部分组成。旋转部分包括分配转子 8、柱塞 5、滚柱 6、滚柱座 7 和前、后控制板等。固定部分主要是分配套筒 9 和内凸轮圈 13。两个对置的柱塞 5 安装在柱塞孔 27 内，滚柱 6 和滚柱座 7 则装在滚柱座导向槽 20 内。在滚柱座的两侧还装有前、后控制板，前控制板的凸舌 30 穿过分配转子上的缺口 21 嵌入后控制板缺口 31 内。利用两个螺栓将花键套 4、前控制板以及分配转子固定在一起，并拧入两个螺纹孔 19。分配转子进油孔 24 的数目与气缸数相同，而分配孔 23 只有一个。分配套筒进油孔 17 只有一个，而出油孔 16 则与气缸数相等。内凸轮圈的内凸轮数也等于气缸数。当花键传动轴带动花键套，花键套再带动分配转子在分配套筒内旋转时，滚柱将沿着内凸轮圈的内表面滚动。当滚柱滚上内凸轮时，滚柱和滚柱座在导向槽内向分配转子的中心移动，并推动柱塞在柱塞孔内向中心移动；当滚柱滚下内凸轮时，在离心力和油压的作用下，滚柱、滚柱座和柱塞向外移动。

（二）DPA 型分配泵工作过程

DPA 型分配泵的工作过程如图 3－6－31 所示。

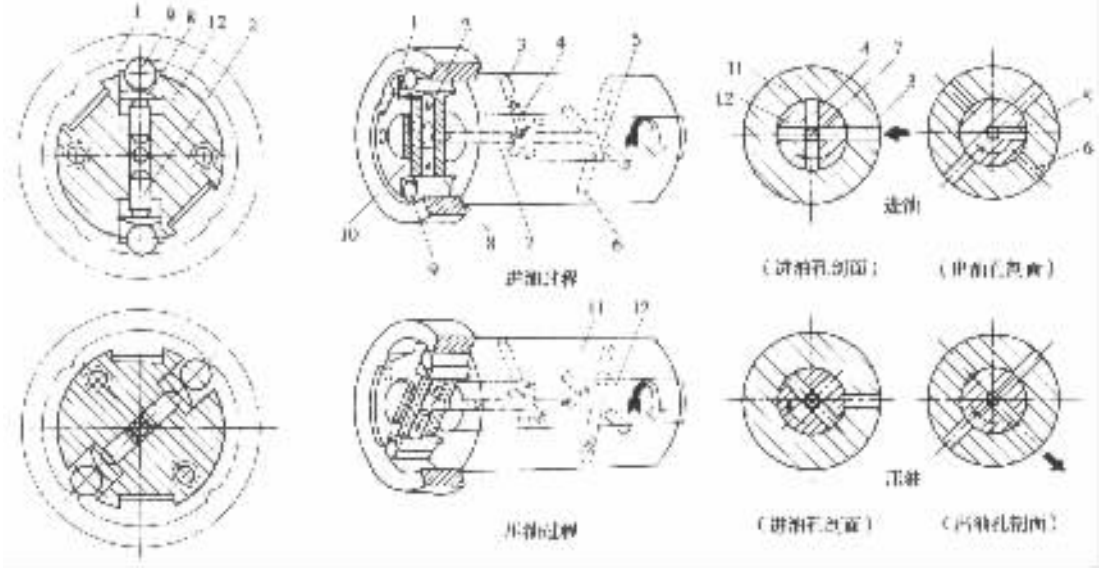


图 3－6－31 DPA 型分配泵的工作过程

1－内凸轮圈；2－柱塞；3－分配套筒进油孔；4－分配转子进油孔；5－分配孔；6－分配套筒出油孔；7－中心油孔；8－滚柱座；9－滚柱；10－柱塞孔；11－分配套筒；12－分配转子

1. 进油过程

经过柴油滤清器过滤后的清洁柴油被二级滑片式输油泵泵入分配套筒的轴向油孔（参看图 3－6－30），由此进入分配转子的环形油槽，再经油量控制阀到达分配套筒进油孔 3。当分

配转子进油孔 4 中的任何一个旋转到与分配套筒进油孔 3 对准时，柴油便进入中心油孔 7 和柱塞孔 10 内，完成进油过程。

2. 压油过程

当分配转子旋转一定角度后，滚柱滚上内凸轮并到达凸轮的顶端。在这段时间内，对置的两个柱塞 2 一齐内移，柱塞孔 10 内的柴油被增压。与此同时，分配孔 5 恰与分配套筒出油孔 6 中的一个相通，高压柴油由此供向喷油器。

3. 停油过程

当分配转子从内凸轮顶端滚下时，柱塞在离心力和油压的作用下向外移动，柱塞孔的容积增大，油压迅速下降，喷油器停止喷油。

图 3－6－31 还表明，当分配套筒进油孔 3 与分配转子进油孔 4 对准时，分配孔 5 与分配套筒出油孔 6 是错开的；当分配孔 5 与分配套筒出油孔 6 对正时，分配套筒进油孔 3 与分配转子进油孔 4 错开。即进油过程与压油过程不能同时进行。

4. 最大供油量的调节

DPA 型分配泵每循环的最大供油量靠改变柱塞行程来调节。柱塞行程越大，最大供油量也越大。但是，供油终点取决于内凸轮的最高点是不能改变的。因此，改变柱塞行程只能改变供油始点。

最大供油量的调节原理如图 3－6－32 所示。由于滚柱座两端的凸耳 3 嵌入前后控制板的偏心弧形槽 1 内，因此滚柱座及滚柱的移动受到弧形槽外边缘的限制。当逆时针转动前后控制板时，偏心弧形槽距中。心较近的一段弧与滚柱座凸耳接触，这时供油始点迟后，柱塞行

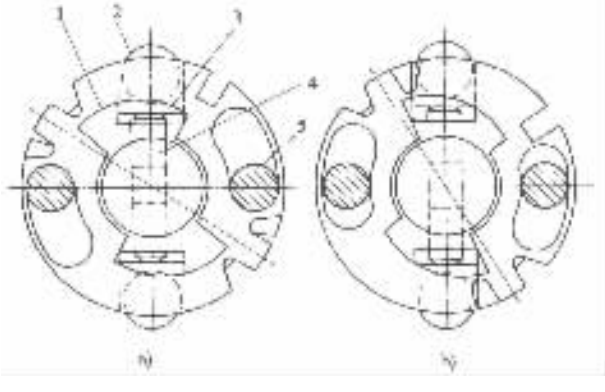


图 3－6－32　最大供油量的调节

a)供油量小；b)供油量大

1－控制板的偏心弧形槽；2－滚柱；3－滚柱座凸耳；4－柱塞；

5－固定花键套、前控制板和分配转子的螺栓

程减小，供油量较少(图 3－6－32a)；相反，顺时针转动前后控制板，这时滚柱座凸耳与距中心较远的一段偏心圆弧接触，供油始点提前，柱塞行程增大，供油量相应增多(图 3－6－32b)。

5. 油量控制阀

油量控制阀的功用是在循环最大供油量调整一定的情况下，随着发动机负荷的变化，用改变油量控制阀通过断面来控制供油量。

油量控制阀由调速器操纵，其结构如图 3－6－33 所示。控制阀体 1 上加工有直槽，与分配套筒进油孔相通。当调速器拉动拉杆销钉 2 时，油量控制阀左右转动，从而改变了柴油的通

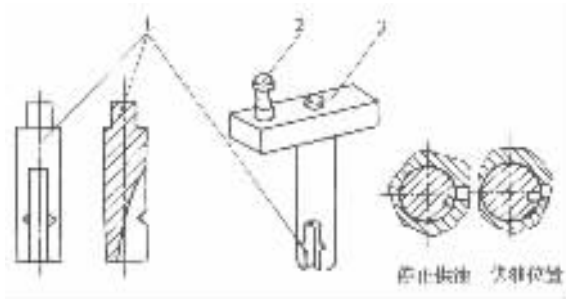


图 3－6－33 油量控制阀

1－控制阀体 2－拉杆销钉 3－连接臂

过面积，即改变了供油量。

DPA 型分配泵的喷油提前器和二级滑片式输油泵的结构及工作原理均与 VE 型分配泵相似，不再赘述。

第六节 调速器

一、调速器功用及分类

调速器是一种自动调节装置，它根据柴油机负荷的变化，自动增减喷油泵的供油量，使柴油机能够以稳定的转速运行。

在柴油机上装设调速器是由柴油机的工作特性决定的。汽车柴油机的负荷经常变化，当负荷突然减小时，若不及时减少喷油泵的供油量，则柴油机的转速将迅速增高，甚至超出柴油机设计所允许的最高转速，这种现象称“超速”或“飞车”。当发生超速或飞车时，柴油机性能急剧恶化，并可能造成机件损坏。相反，当负荷骤然增大时，若不及时增加喷油泵的供油量，则柴油机的转速将急速下降直至熄火。另外，汽车柴油机还经常在怠速下运转。怠速是柴油机对外不输出有效转矩的工况，这时喷油泵的供油量很少、柴油机转速很低，气缸内燃烧气体所作的膨胀功全部用来克服柴油机内部的摩擦阻力和驱动外部的附件。在这种情况下，若出现气缸缺火或内部阻力发生变化，都将引起柴油机怠速转速的波动甚至熄火。柴油机超速或怠速不稳，往往出自于偶然的原因，汽车驾驶员难于作出响应。这时，唯有借助调速器，及时调节喷油泵的供油量，才能保持柴油机稳定运行。

汽车柴油机调速器按其工作原理的不同，可分为机械式、气动式、液压式、机械气动复合式、机械液压复合式和电子式等多种形式。但目前应用最广的当属机械式调速器，其结构简单，工作可靠，性能良好。

按调速器起作用的转速范围不同，又可分为两极式调速器和全程式调速器。中、小型汽车柴油机多数采用两极式调速器，以起到防止超速和稳定怠速的作用。在重型汽车上则多采用全程式调速器，这种调速器除具有两极式调速器的功能外，还能对柴油机工作转速范围内的任何转速起调节作用，使柴油机在各种转速下都能稳定运转。

二、两极式调速器

两极式调速器只在柴油机的最高转速和怠速起自动调节作用，而在最高转速和怠速之间

的其它任何转速，调速器不起调节作用。在此转速范围内，由驾驶员直接控制柴油机转速的变化。

德国波许(Bosch)公司生产的 RQ 型调速器是典型的两极式调速器，与 A、B、P 型等柱塞式喷油泵配套。型号中的 R 表示机械离心式，Q 表示可变杠杆比。

(一)RQ 型调速器结构

通常调速器由感应元件、传动元件和附加装置三部分构成。感应元件用来感知柴油机转速的变化，并发出相应的信号。传动元件则根据此信号进行供油量的调节。RQ 型调速器的结构如图 3－6－34 所示。感应元件包括飞锤 7 等零件，传动元件则是指由角形杠杆 9、调速套筒 10、调速杠杆 17 和连接杆 1 等组成的杠杆系统。

调速器壳体 8 用螺栓固定在喷油泵泵体的后端面上。喷油泵凸轮轴通过半圆键与一个轴套连接，轴套上固定两个螺柱，每个螺柱都套上一个飞锤 7。飞锤通过角形杠杆 9、调速套筒 10、调速杠杆 17 和连接杆 1 与喷油泵的供油量调节齿杆 4 连接。飞锤内装有内、中、外三个弹簧，其外端均支承在外弹簧座上。外弹簧 6 的内端支承在飞锤的内端面上，称其为怠速弹簧。中间弹簧和内弹簧的内端支承在内弹簧座上，称它们为高速弹簧。当把这些弹簧安装在弹簧座上时有一定的预紧力。预紧力的大小可以用调节螺母 5 进行调节。

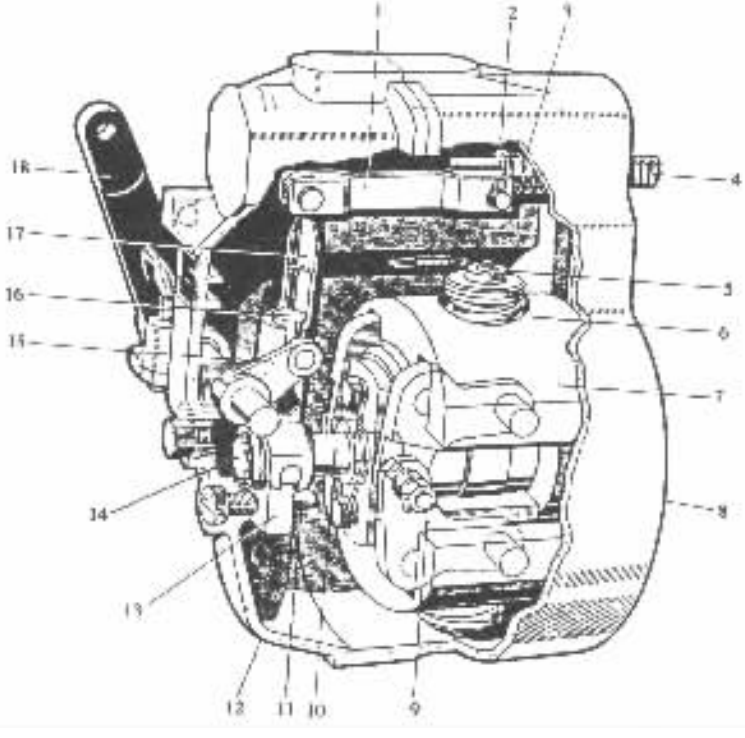


图 3－6－34　RQ 型两极式调速器

1－连接杆；2－弹簧座；3－间隙补偿弹簧；4－供油量调节齿杆；5－调节螺母；6－调速器外弹簧；7－飞锤；8－调速器壳体；9－角形杠杆；10－调速套筒；11－导向销；12－调速器盖；13－导向挡块；14－滑动销；15－摇杆；16－滑块；17－调速杠杆；18－调速手柄

摇杆 15 的一端与调速手柄 18 连接，另一端与圆柱形的滑块 16 铰接，滑块在调速杠杆 17 的长孔中滑动。为了保证滑动销 14 能灵活的移动，装有导向销 11 为滑动销导向。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

在调速器壳体的侧面装有停油臂，在连接杆上固定有挡销，转动停油臂，拨动挡销，使其向左拉动供油量调节齿杆直至停油。

此外，RQ 型调速器在其调速器盖 12 上装有怠速稳定弹簧，在滑动销内装有转矩平衡器，还可根据需要在飞锤内安装转矩校正装置等。

（二）RQ 型调速器基本工作原理

1）起动（图 3－6－35b）将调速手柄 2 从停车挡块 1 移至最高速挡块 4 上。在此过程中，调速手柄 2 带动摇杆 3，摇杆 3 带动滑块 5，使调速杠杆 6 以其下端的铰接点 17 为支点向右摆动，并推动喷油泵供油量调节齿杆 7 克服供油量限制弹性挡块 9 的阻力，向右移到起动油量的位置。起动油量多于全负荷油量，旨在加浓混合气，以利柴油机低温起动。

2）怠速（图 3－6－35c） 柴油机起动之后，将调速手柄 2 置于怠速位置。这时调速手柄通过摇杆 3、滑块 5 使调速杠杆 6 仍以其下端的铰接点 17 为支点向左摆动，并拉动供油量调节齿杆 7 左移至怠速油量的位置。

怠速时柴油机转速很低，飞锤 11 的离心力较小，只能与怠速弹簧力相平衡，飞锤处于内弹簧座与安装飞锤的轴套之间的某一位置（图 3－6－36b）。若此时柴油机由于某种原因转速降低，则飞锤离心力减小，在怠速弹簧的作用下，飞锤移向回转中心，同时带动角形杠杆和调速套筒，使调速杠杆下端的铰接点 17 以滑块 5 为支点向左移动（图 3－6－35c），调速杠杆则推动供油量调节齿杆向右移，增加供油量，使转速回升。反之，当转速增高时，飞锤的离心力增大，飞锤便压缩怠速弹簧远离回转中心，同样通过角形杠杆和高速套筒使调速杠杆下端的铰接点以滑块为支点向右移动，而供油量调节齿杆则向左移动，减小供油量，使转速降低。可见，调速器可以保持怠速转速稳定。

调节螺母 3（图 3－6－36）用来调节怠速弹簧 4 的预紧力，以达到调节怠速转速的目的。

3）中速（图 3－6－35d）将调速手柄从怠速位置移至中速位置，供油量调节齿杆处于部分负荷供油位置，柴油机转速较高，飞锤进一步外移直到飞锤底部与内弹簧座接触为止（图 3－6－36c）。柴油机在中等转速范围内工作时，飞锤的离心力不足以克服怠速弹簧和高速弹簧的共同作用力，飞锤始终紧靠在内弹簧座上而不能移动，即调速器在中等转速范围内不起调节供油量的作用。但此时驾驶员可根据汽车行驶的需要改变调速手柄的位置，使调速杠杆以其下端的铰接点 17 为支点转动，并拉动供油量调节齿杆增加或减少供油量。

4）最高转速（图 3－6－35e）将调速手柄置于最高速挡块 4 上，供油量调节齿杆相应地移至全负荷供油位置，柴油机转速由中速升高到最高速。此时，飞锤的离心力相应增大，并克服全部调速弹簧的作用力，使飞锤连同内弹簧座一起向外移到一个新的位置（图 3－6－36d）。在此位置，飞锤离心力与弹簧作用力达到新的平衡。若柴油机转速超过规定的最高转速，则飞锤的离心力便超过调速弹簧的作用力，使供油量调节齿杆向减油方向移动，从而防止了柴油机超速。

5）停车（图 3－6－35a）将调速手柄置于停车挡块 1 上，调速杠杆以其下端的铰接点为支点向左摆动，并带动供油量调节齿杆向左移到停油位置，柴油机停车，调速器飞锤在调速弹簧的作用下抵靠在安装飞锤的轴套上（图 3－6－36a）。

综上所述，RQ 型调速器对柴油机转速的调节，是通过一套杠杆系统把飞锤的位移转变为供油量调节齿杆的位移，以增减喷油泵的供油量来实现的。由于 RQ 型调速器采用了摇杆和滑块机构，在怠速和最高转速时调速器的杠杆比是不同的，因此称 RQ 型调速器为可变杠杆比调速器。所谓杠杆比是指供油量调节齿杆的位移与调速套筒位移之比，也等于调速杠杆被滑

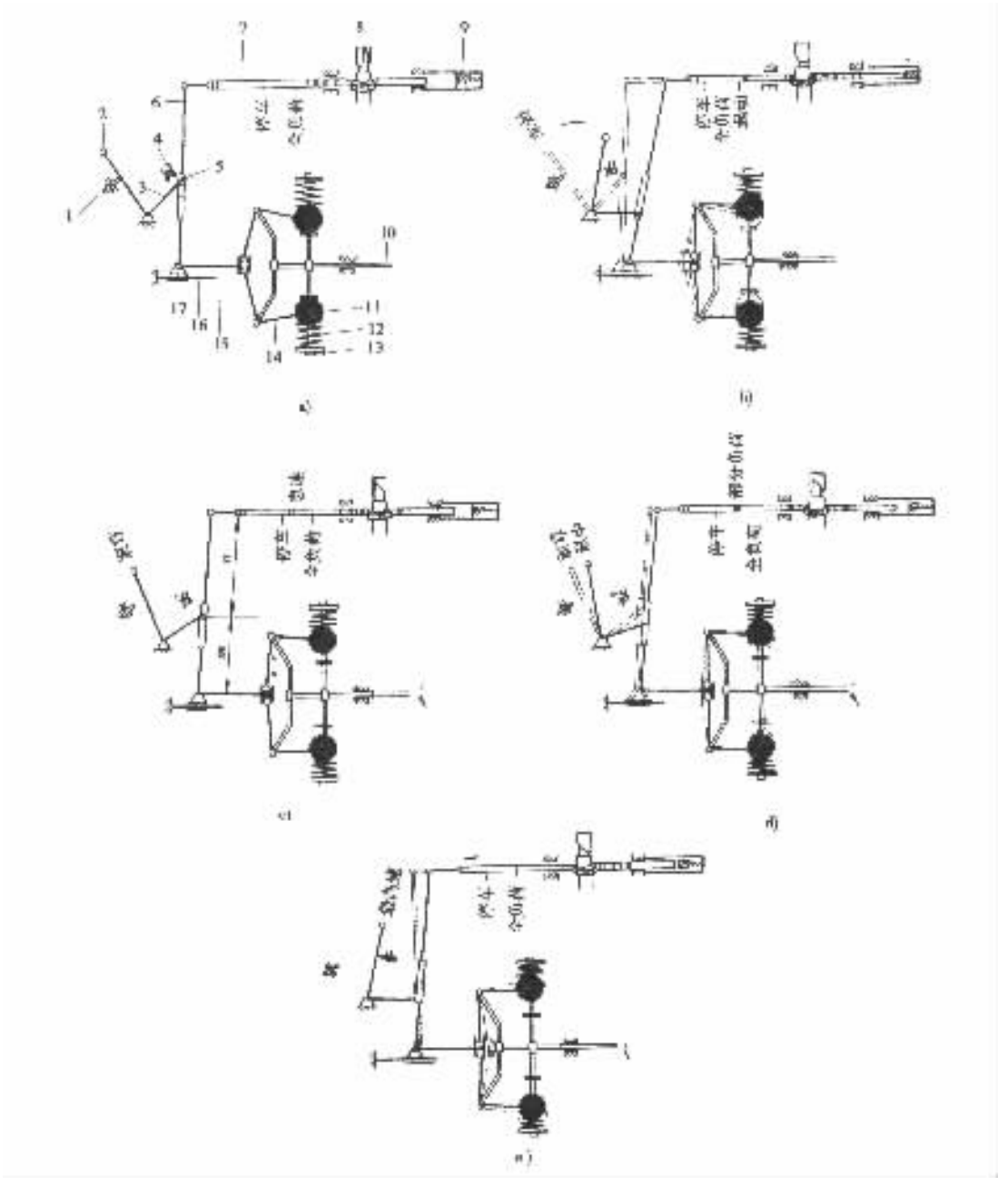


图 3－6－35　RQ 型调速器工作原理示意图

1－停车挡块；2－调速手柄；3－摇杆；4－最高速挡块；5－滑块；6－调速杠杆；7－供油量调节齿杆；8－喷油泵柱塞；9－供油量限制弹性挡块；10－喷油泵凸轮轴；11－飞锤；12－调速弹簧；13－调节螺母；14－角形杠杆；15－调速套筒；16－导向销；17－铰接点

块分成两段后的长度 n 与 m 之比(图 3－6－35c)。当调速手柄处于怠速位置时，杠杆比较小，仅为 1∶1.35。即当调速套筒产生一定位移时，供油量调节齿杆的移动量较小，喷油泵的供油量变化较少，使怠速转速不致有较大的波动，可以提高怠速的稳定性。另一方面，怠速时飞锤的离心力较小，而较小的杠杆比恰好可以在离心力发生较小的变化时就能使油量调节齿杆移

试读结束：需要全本请在线购买：www.ertongbook.com

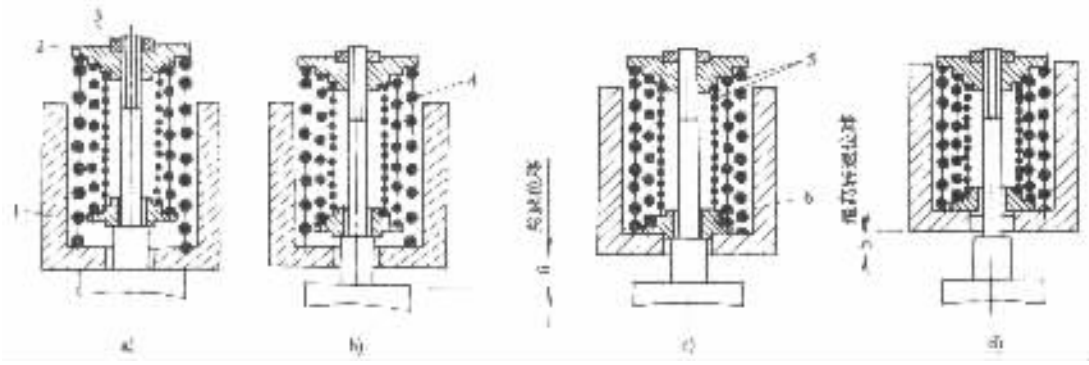


图 3－6－36 RQ 型调速器飞锤的位移

1－飞锤；2－外弹簧座；3－调节螺母；4－怠速弹簧；5－高速弹簧；6－内弹簧座

动，从而提高了调速器的工作能力。当调速手柄位于最高速位置时，杠杆比为 1∶3.23。这时飞锤的离心力很大，柴油机转速稍有变化，较大的离心力便立即使供油量调节齿杆移动，并产生较大的位移，从而可以迅速地稳定柴油机转速。

（三）附加装置

1. 怠速稳定弹簧

在 RQ 型调速器盖上装有怠速稳定弹簧，其安装位置刚好与供油量调节齿杆相对，它对调节齿杆的移动起限位和缓冲作用。有了怠速稳定弹簧，怠速更加稳定。例如，当调速手柄快速扳回到怠速位置时，供油量调节齿杆也快速向减油方向移动，这时怠速稳定弹簧犹如一个限位器和缓冲器，既可以阻止调节齿杆越过怠速供油位置，防止喷油泵停止供油，又可以减缓调节齿杆的移动速度，使柴油机转速不发生较大的波动或熄火（图 3－6－37）。

2. 转矩平稳装置

转矩平稳装置安装在滑动销内（图 3－6－34），其作用是缓冲高速时喷油泵供油量调节齿杆的振动，借以消除柴油机转矩的波动。当把调速手柄移向高速并与最高速挡块接触时，转矩平稳装置中的弹簧 3 首先被压缩（图 3－6－38），同时供油量调节齿杆移至全负荷供油位置。若此时柴油机转速升高，当飞锤的离心力超过调速弹簧的作用力时，飞锤开始向外移动，但调节齿杆并不立即向减油方向移动，而是在转矩平稳装置中的弹簧伸长复原后，调节齿杆才开始移动，从而减缓了调节齿杆的频繁移动或振动，使柴油机输出的转矩趋于平稳。

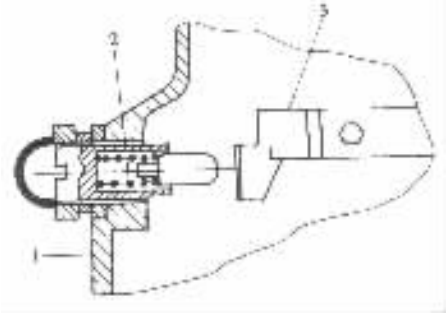


图 3－6－37 怠速稳定弹簧

1－调速器盖；2－怠速稳定弹簧；3－供油量调节齿杆

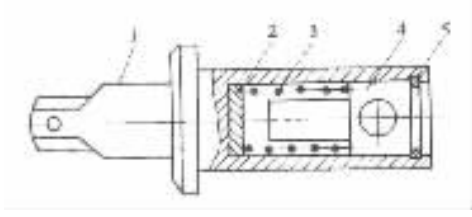


图 3－6－38 转矩平稳装置

1－滑动销；2－调整垫片；3－弹簧；4－推杆；5－卡环

3. 转矩校正装置

转矩校正装置的功用是校正喷油泵供油量随转速的变化特性，也就是校正柴油机转矩随转速变化的特性，以使喷油泵的供油量与吸入气缸的空气量相匹配。

转矩校正有正校正与负校正两种。供油量随转速下降而增加的校正为正校正；相反，供油量随转速下降而减少的为负校正。前者用于高速范围，后者用于低速范围。

在 RQ 型调速器上安装的转矩校正装置，实际上就是装在飞锤内的一个弹簧，即校正弹簧 9(图 3－6－39)。当柴油机在全负荷标定转速下运转时，飞锤的离心力很大，校正弹簧座 1 在飞锤的推动下与内弹簧座 2 接触，校正弹簧被压缩。这时，喷油泵供油量调节齿杆在全负荷供油位置。当柴油机超负荷时，转速下降，飞锤的离心力减小。校正弹簧克服飞锤离心力使飞锤向内移动，并通过调速器的杠杆系统使供油量调节齿杆向增加供油量的方向移动，柴油机的转矩相应地有所增加，从而可以提高柴油机超负荷的能力。显然，这种转矩校正为正校正。

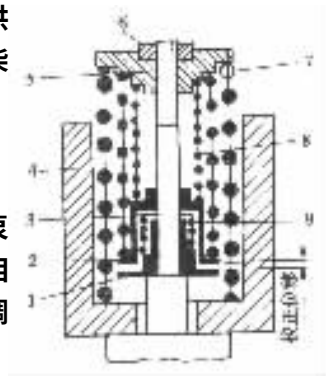


图 3－6－39　转矩校正装置
1－校正弹簧座；2－内弹簧座；3－调节垫片；4－飞锤；5－外弹簧座；6－调节螺母；7－怠速弹簧；8－高速弹簧；9－校正弹簧

三、全程式调速器

机械离心式全程调速器的结构形式很多，有与柱塞式喷油泵配套的，也有装在分配式喷油泵体内的，但其工作原理却基本相同。下面仅以 VE 型分配泵的调速器为例，说明机械离心式全程调速器的基本结构及工作原理，读者自可举一反三。

(一) VE 型分配泵调速器结构

如图 3－6－40 所示，在飞锤支架 2 上装有四个飞锤 3，飞锤通过止推片推动调速套筒 4 移动。张力杠杆 12、起动杠杆 15 和导杆 16 组成调速器杠杆系统。这三个杠杆通过销轴 N 连在一起并可分别绕销轴 N 摆动。导杆 16 通过销轴 M 固定在分配泵体上。起动杠杆 15 的下端是球头销，嵌入油量调节套筒 21 的凹槽中，当起动杠杆摆动时，球头销将拨动油量调节套筒，改变其与分配柱塞 19 上的泄油孔 20 的相对位置，从而改变分配柱塞的有效行程。张力杠杆 12 上端通过怠速弹簧 10 与调速弹簧 8 连接，调速弹簧的另一端挂在调速手柄 5 的销轴上。导杆 16 的下端受复位弹簧 17 的推压，使其上端靠在最大供油量调节螺钉 11 上。

此外，在 VE 型分配泵调速器上还装有一些附加装置，诸如增压补偿器和转矩校正装置等。

(二) YE 型分配泵调萼器工作原理

全程式调速器的基本调速原理是，由于调速器传动轴旋转所产生的飞锤离心力与调速弹簧力相互作用，如果两者不平衡，调速套筒便会移动。调速套筒的移动通过调速器的杠杆系统使供油量调节套筒的位置发生变化，从而增减供油量，以适应柴油机运行工况变化的需要。

1. 起动

如图 3－6－41a)所示，起动前，将调速手柄 5 推靠在最高速限止螺钉 7 上。这时调速弹簧 8 被拉伸，弹簧的张力拉动张力杠杆 12 绕销轴 N 向左摆动，并通过板形起动弹簧 13 使起动杠杆 15 压向调速套筒 4，从而使静止的飞锤 3 处于完全闭合的状态。与此同时，起动杠杆下端的球头销将供油量调节套筒 21 向右拨到起动加海供油位置 C，供油量最大。起动后，飞锤的离心力克服作用在起动杠杆上的起动弹簧的弹力，使起动杠杆绕销轴 N 向右摆动，直到抵靠在

张力杠杆的挡销上。此时，起动杠杆下端的球头销向左拨动供油量调节套筒，供油量自动减少。

2. 怠速

如图 3－6－41b)所示，柴油机起动后，将调速手柄 5 移至怠速调节螺钉 6 上。在这个位置，调速弹簧 8 的张力几乎为零，即使调速器传动轴的转速很低，飞锤也会向外张开，推动调速套筒，使起动杠杆和张力杠杆绕销轴 N 向右摆动，并使怠速弹簧 10 受到压缩。这时，飞锤离心力对调速套筒的作用力与怠速弹簧及起动弹簧对调速套筒的作用力平衡，供油量调节套筒 21 处于怠速供油位置 D，柴油机在怠速下运转。

若由于某种原因使柴油机转速升高，则飞锤离心力增大，上述的平衡被打破，飞锤推动调速套筒、起动杠杆和张力杠杆进一步压缩怠速弹簧而向右摆动，供油量调节套筒则向左移，供油量减少，转速回落复原。若柴油机转速降低，飞锤离心力减小，怠速弹簧推动张力杠杆和起动杠杆向左摆动，供油量调节套筒则向右移，增加供油量，使转速回升。

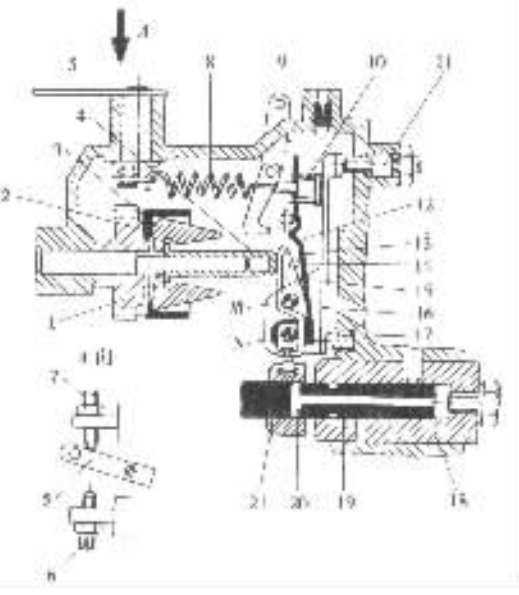


图 3－6－40 VE 型分配泵调速器结构示意图

1－调速器传动齿轮；2－飞锤支架；3－飞锤；4－调速套筒；5－调速手柄；6－怠速调节螺钉；7－最高速限止螺钉；8－调速弹簧；9－停车手柄；10－怠速弹簧；11－最大供油量调节螺钉；12－张力杠杆；13－起动弹簧；14－张力杠杆挡销；15－起动杠杆；16－导杆；17－复位弹簧；18－柱塞套；19－分配柱塞；

3. 中速和最高速

如图 3－6－41c)所示，欲使柴油机在高于怠速而又低于最高转速的任何中间转速工作时，则需将调速手柄 5 置于怠速调节螺钉 6 与最高速限止螺钉 7 之间某一位置。这时，调速弹簧 8 被拉伸，同时拉动张力杠杆 12 和起动杠杆 15 绕销轴 N 向左摆动，而起动杠杆下端的球头销则向右拨动供油量调节套筒 21，使供油量增加，柴油机由怠速转入中速状态。由于转速升高，飞锤离心力增大。当其向右作用于调速套筒上的推力与调速弹簧向左作用于张力杠杆和起动杠杆上的拉力平衡时，供油量调节套筒便稳定在某一中等供油量位置，柴油机也就在某一中间转速稳定运转。

当把调速手柄 5 置于最高速限止螺钉 7 上时，调速弹簧 8 的张力达到最大，供油量调节套筒 21 也相应地移至最大供油量位置，柴油机将在最高转速或标定转速下工作。

不论柴油机在中速或最高速工作，若由于负荷发生变化而引起转速改变时，则飞锤离心力与调速弹簧力的平衡遭到破坏，调速器将立即动作，通过增减供油量，使转速复原。如果突然全部卸掉柴油机负荷，调速器将把供油量减至最小，以防止柴油机超速。其调速过程与稳定怠速的过程相同。

4. 最大供油量的调节

若拧入最大供油量调节螺钉 11，则导杆 16 绕销轴 M 逆时针方向转动，销轴 N 也随之转动，并带动球头销向右拨动供油量调节套筒 21，这时最大供油量增加。反之，旋出最大供油量调节螺钉 11，则最大供油量减少。改变最大供油量，可以改变柴油机的最大输出及最高转速或标定转速。

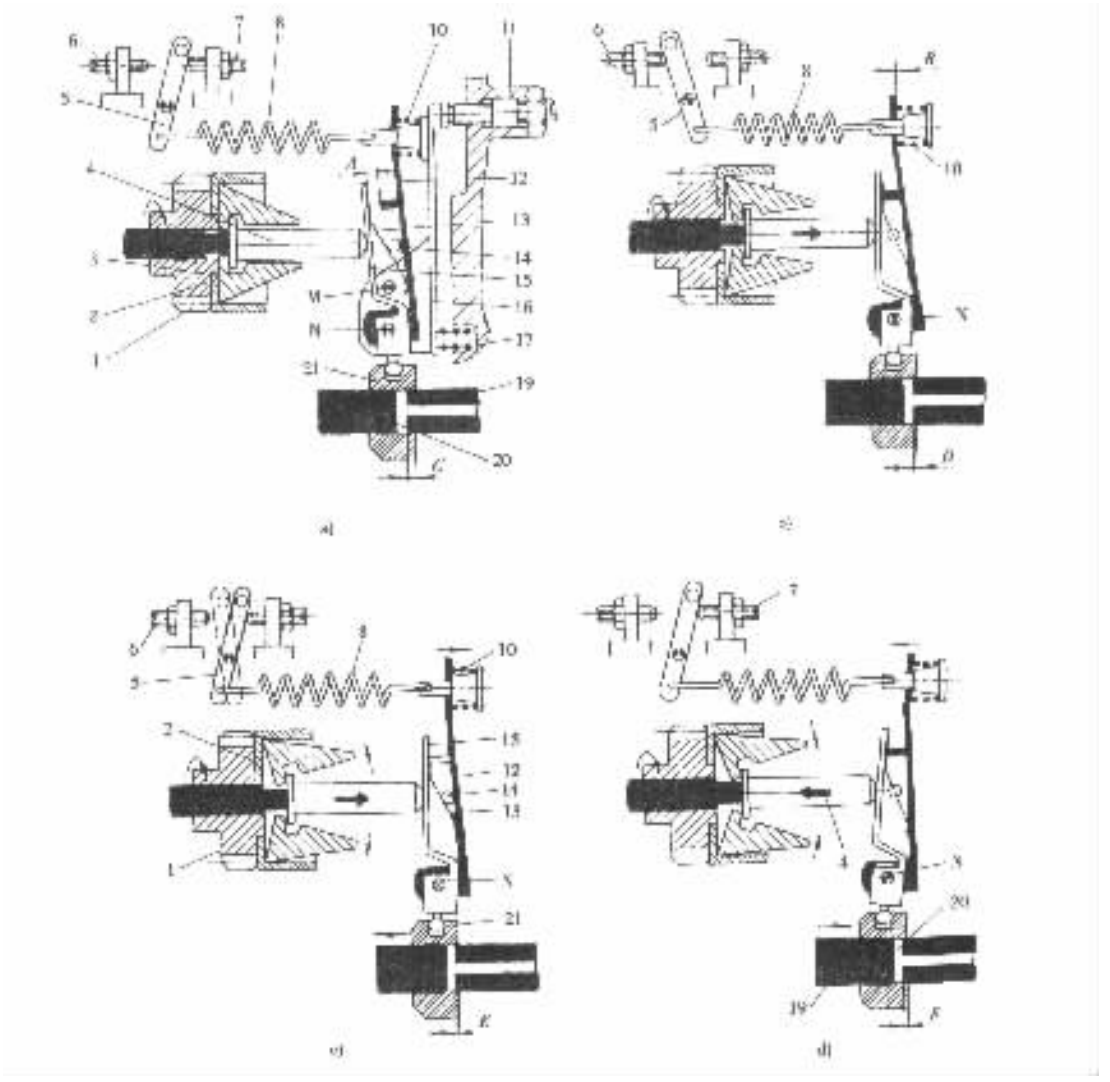


图 3－6－41　VE 型分配泵调速器工作原理图

A － 起动弹簧压缩量；*B* － 怠速弹簧压缩量；*C* － 起动加浓供油位置；*D* － 怠速供油位置；*E* － 部分负荷最高转速供油位置；*F* － 全负荷最高转速供油位置；*N* － 起动杠杆、张力杠杆及导杆支承销轴（可动）

（图注同图 3－6－40）

（三）附加装置

1. 增压补偿器

在增压柴油机上装用的分配式喷油泵附有增压补偿器（图 3－6－42），其作用是根据增压压力的大小，自动增减供油量，以提高柴油机的有效功率和燃油经济性，并可减少有害气体的排放。

在补偿器盖 4 和补偿器体 6 之间装有膜片 5，膜片把补偿器分成上、下两个腔。上腔与进气管相通，其中的压力即为增压压力。下腔经通气孔 8 与大气相通，膜片下面装有弹簧 9。补偿器阀杆 10 与膜片 5 相连，并与膜片一起运动。阀杆的中下部加工成上细下粗的锥体，补偿杠杆 2 的上端与锥体相靠。在阀杆上还钻有纵向长孔和横向孔，以保证阀杆在补偿器体内移动时不受气体阻力的作用。补偿杠杆可绕销轴 1 转动，其下端靠在张力杠杆 11 上。

本作品为内部资料，请勿外传 www.zixi.com 免费下载

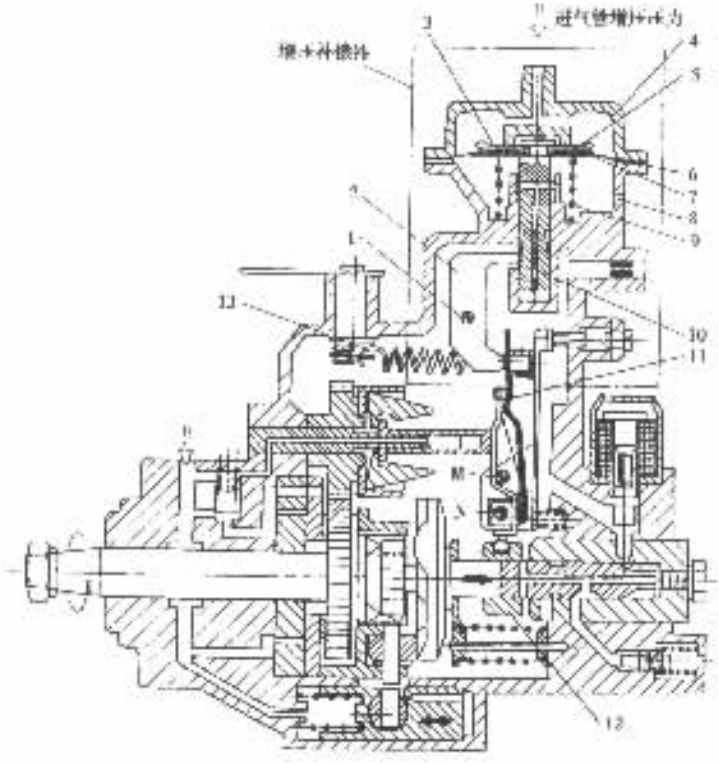


图 3－6－42 增压补偿器

1－销轴；2－补偿杠杆；3－膜片上支承板；4－补偿器盖；5－膜片；6－补偿器体；7－膜片下支承板；8－通气孔；9－弹簧；10－补偿器阀杆；11－张力杠杆；12－供油量调节套筒；13－调速弹簧

当进气管中的增压压力增大时，膜片 5 带动阀杆 10 向下运动，与阀杆锥体相接触的补偿杠杆 2 绕销轴 1 顺时针方向转动，张力杠杆 11 在调速弹簧 13 的作用下绕销轴 N 逆时针方向转动，从而使起动杠杆下端的球头销向右拨动供油量调节套筒 12，供油量增加；反之亦然。

2. 转矩校正装置

根据需要可在 VE 型分配泵上装备正转矩校正或负转矩校正装置。

正转矩校正可以改善柴油机高速范围内的转矩特性。VE 型分配泵上的正转矩校正装置如图 3－6－43a)所示。转矩校正杠杆 6 的上端支承在销轴 S 上，同时抵靠在张力杠杆 4 的挡销 5 上。销轴 S 固定在起动杠杆 1 上端的凸耳上。转矩校正杠杆的下端靠在校正销 7 的大头端，校正销装在起动杠杆中部的相关孔内，并可在其中滑动。校正弹簧 2 总是向右推压校正销。

当柴油机转速升高到校正转速时，随着转速继续升高，作用在起动杠杆上的飞锤离心力的轴向分力 F 对销轴 N 的力矩，逐渐超过校正弹簧 2 的预紧力对校正杠杆的支点即挡销 5 的力矩，这时起动杠杆 1 及销轴 S 开始绕销轴 N 向右摆动。与此同时，校正杠杆 6 绕挡销 5 顺时针方向转动，其下端通过校正销 7 将校正弹簧压缩，直至校正销的大端靠在起动杠杆上为止，校正过程结束。在校正期间，起动杠杆下端的球头销向左拨动供油量调节套筒，供油量减少。相反，当转速降低时，供油量增加。

负转矩校正可以防止柴油机低速时冒黑烟。在负转矩校正装置中(图 3－6－43b)，调速

套筒的轴向分力 F 直接作用在转矩校正杠杆 6 上，使校正杠杆靠在张力杠杆 4 的挡销 5 上，转矩校正销 7 靠在张力杠杆的停驻点 11 上。当柴油机转速升高时，调速套筒的轴向分力 F 增大。若轴向分力 F 对挡销 5 的力矩大于校正弹簧 2 的弹簧力对挡销 5 的力矩，则使校正杠杆以挡销 5 为支点逆时针方向转动，并通过销轴 S 带动起动杠杆绕销轴 N 向左摆动，球头销则向右拨动供油量调节套筒，增加供油量，从而实现柴油机在低速范围内随转速增加而自动增加供油量的负转矩校正。当校正杠杆靠在校正销大端上时，校正结束。

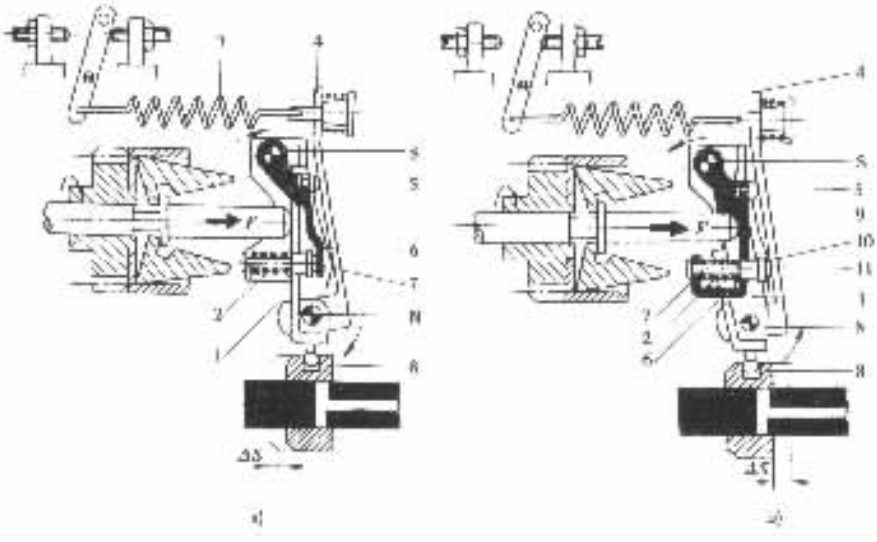


图 3－6－43　转矩校正装置

a)正转矩校正；b)负转矩校正

1－起动杠杆；2－校正弹簧；3－调速弹簧；4－张力杠杆；5－挡销；6－校正杠杆；7－校正销；8－供油量调节套筒；9－起动弹簧；10－校正销大端；11－停驻点；S、N－销轴

3. 负荷传感供油提前装置

如图 3－6－44 所示，其功用是根据柴油机负荷的变化自动改变供油提前角。当柴油机转速一定时，若负荷减小，则喷油泵体内腔的燃油通过调速套筒 7 上的量孔 6，经调速器轴 8 的中心油道泄人二级滑片式输油泵 3 的进油口 1，使喷油泵体内腔的油压降低，液压式喷 1 油提前器 4 内的活塞向右移动，供油提前角减小。反之，若柴油机负荷增加，调速套筒上的量孔被关闭，喷油泵体内腔的油压升高，喷油提前器内的活塞向左移动，供油提前角增大。负荷传感供油提前装置在全负荷的 25% ~ 70% 范围内起作用。

4. 大气压力补偿器

大气压力补偿器(图 3－6－45)的功用是随着大气压力的降低或海拔高度的增加自动减少供油量，以防止柴油机排气冒黑烟。大气压力降低或汽车在高原行驶时，大气压力感知盒 6 向外膨胀，使推杆 7 向下移动。因为推杆下端与连接销 5 接触的一段是上大下小的锥体，所以当推杆下移时，连接销向左移动，并推动控制臂 4绕销轴 S 逆时针方向转动。控制臂下端则推动张力杠杆 9 和起动杠杆 10 绕销轴 N 向右摆动，起动杠杆下端的球头销向左拨动油量调节套筒，减少供油量。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

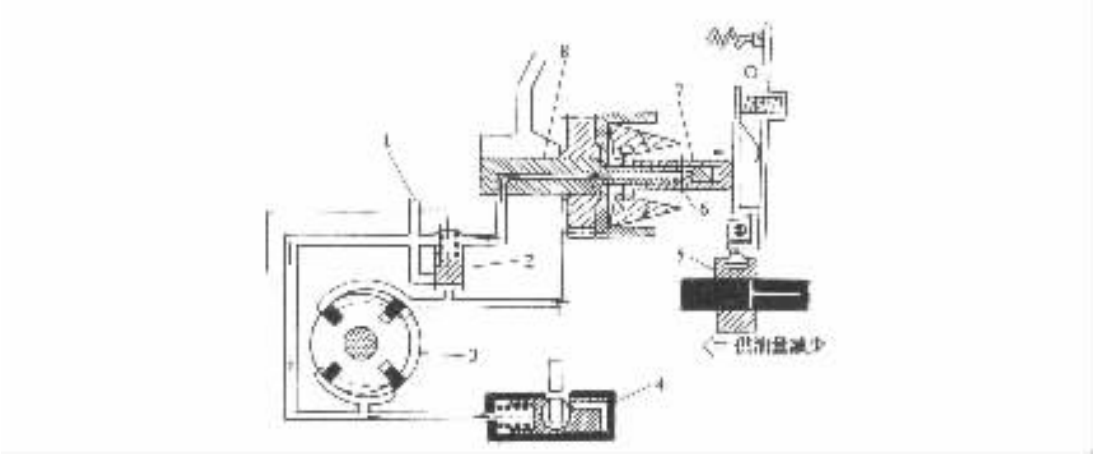


图 3－6－44 负荷传感供油提前装置

1－进油口；2－调压阀；3－二级滑片式输油泵；4－液压式喷油提前器；5－供油量调节套筒；6－量孔；7－调速套筒；8－调速器轴

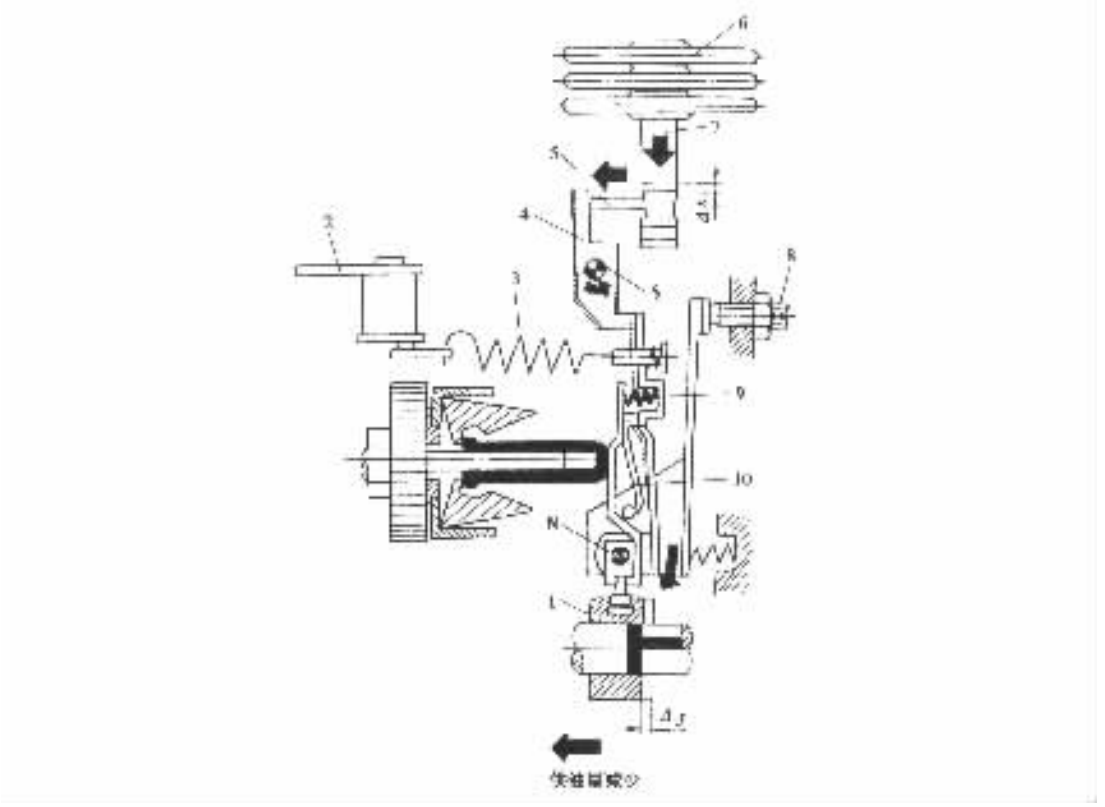


图 3－6－45 大气压力补偿器

1－油量调节套筒；2－调速手柄；3－调速弹簧；4－控制臂；5－连接销；6－大气压力感知盒；7－推杆；8－最大油量调节螺钉；9－张力杠杆；10－起动杠杆；S、N－销轴

第七节　电控柴油机喷射系统

为了改善柴油机的运转性能和适应严格的柴油机排放标准以及降低燃油消耗率的需要，从 20 世纪 80 年代初期开始，各种电控柴油喷射系统相继问世。

与传统的机械控制柴油喷射系统相比，电控柴油喷射系统有下列优点：

1）机械控制喷射系统的基本控制信息是柴油机的转速和加速踏板的位置，而电控喷射系统则通过许多传感器检测柴油机的运行状态和环境条件，并由电控单元计算出适应柴油机运行状况的控制量，然后由执行器实施。因此控制精确、灵敏。而且在需要扩大控制功能时，只需改变电控单元的存储软件，便可实现综合控制。

2）机械控制喷射系统往往由于设定错误和磨损等原因，而使喷油时刻产生误差。但是，在电控喷射系统中，总是根据曲轴位置的基本信号进行再检查，因此不存在产生失调的可能性。

3）在电控喷射系统中，通过改换输入装置的程序和数据，可以改变控制特性，一种喷射系统可用于多种柴油机。在此过程中不需要机械加工，故可缩短开发新产品的周期，有利于降低成本。

下面以日本丰田汽车公司的 ECD（电子控制柴油机）系统为例，介绍电控柴油喷射系统的工作原理。

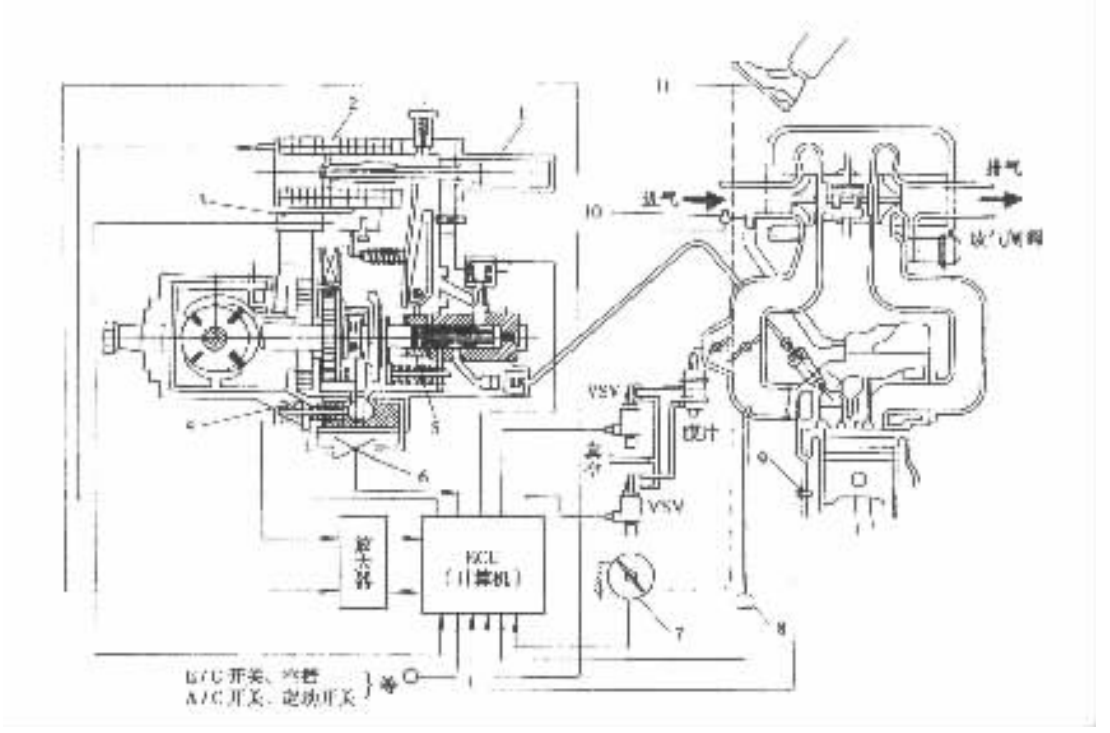


图 3－6－46　ECD 系统组成

1－供油量调节套筒位置传感器；2－供油量控制电磁阀；3－转速传感器；4－定时器位置传感器；5－供油量调节套筒；6－定时器控制阀；7－加速踏板位置传感器；8－进气压力传感器；9－冷却液温度传感器；10－进气温度传感器；11－加速踏板

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

一、ECD 系统的控制功能及组成

ECD 系统的组成如图 3－6－46 所示，其控制功能则示于图 3－6－47。

电控柴油喷射系统一般由传感器、电控单元(ECU)和执行器等三部分组成。传感器的作用是实时检测柴油机与汽车的运行状态，以及驾驶员的操作意向和操作量等信息，并将其输入给电控单元。电控单元的核心部分是计算机，它与系统中设置的软件一起，负责信息的采集、处理、计算和执行程序，并将运行结果作为控制指令输出到执行器。执行器的功用是按照电控单元输送来的控制指令，调节供油量和供油定时，以达到调节柴油机运行状态的目的。

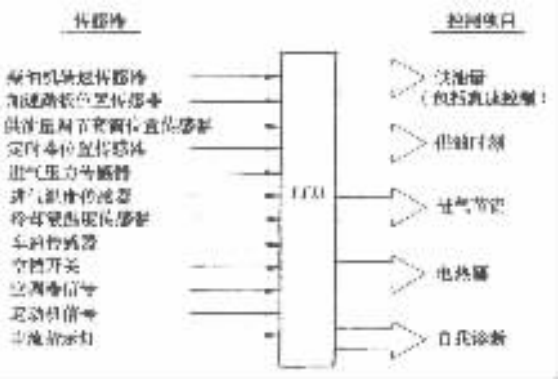


图 3－6－47 ECD 系统的控制项目及传感器

控制功能中最主要的是供油量和供油定时的控制，其它扩展功能往往也需要通过供油量与供油定时的控制来实现。

二、供油量的控制

在 ECD 系统中，电控单元(ECU)根据加速踏板位置传感器和柴油机转速传感器的输入信号，首先算出基本供油量。然后根据来自冷却液温度、进气温度和进气压力等传感器信号以及起动机信号，对基本供油量进行修正。再按油量调节套筒位置传感器信号进行反馈修正之后，确定最佳供油量(图 3－6－48)。

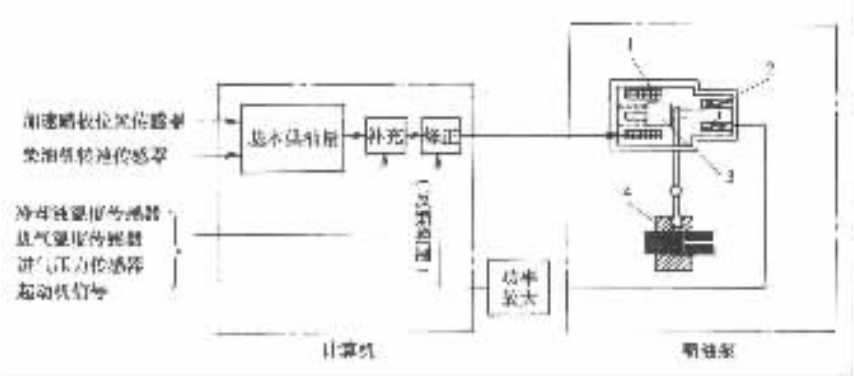


图 3－6－48 供油量的控制与修正

1－供油量控制电磁阀；2－供油量调节套筒位置传感器；3－可动铁心；4－供油量调节套筒

因此，不论汽车是低温起动、加速，或是在高原行驶，ECD 系统都能精确地确定柴油机运转时的最佳供油量。

电控单元把计算和修正的最后结果作为控制信号传到供油量控制电磁阀，产生磁力，吸引可动铁心。控制信号的电流越大，磁场就越强，可动铁心向左的移动量越大，通过杠杆将供油量调节套筒向右推移的越多，供油量也就越多。供油量控制电磁阀及供油量调节套筒位置传感器如图 3－6－49 所示。

三、怠速转速的控制

电控单元根据加速踏板位置传感器、车速传感器等输入信号以及起动机信号，决定何时开始怠速控制，并根据冷却液温度传感器、空调及空档开关等信号，计算出设定的怠速转速及相应的供油量。为了使设定的怠速转速保持稳定，还需根据柴油机转速的反馈信号，不断对供油量进行修正。

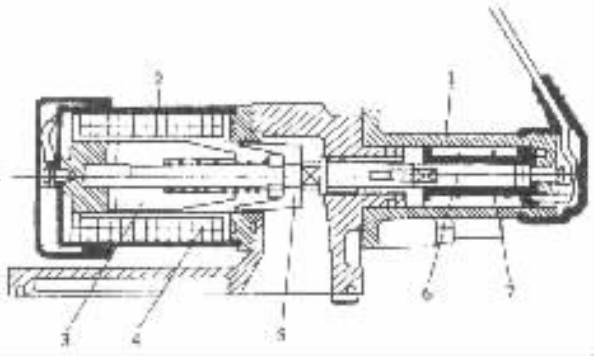


图 3－6－49　供油量控制电磁阀及供油量调节套筒位置传感器

1－供油量调节套筒位置传感器；2－供油量控制电磁阀；3－定子；4、7－电磁线圈；5－可动铁心；6－铁心

四、供油定时的控制

电控单元首先根据柴油机转速和加速踏板位置莓蓓感器的输入信号，初步确定一个供油时刻，然后根据进气压力、冷却液温度等传感器的信号和起动机信号再进行修正（图 3－6－50）。

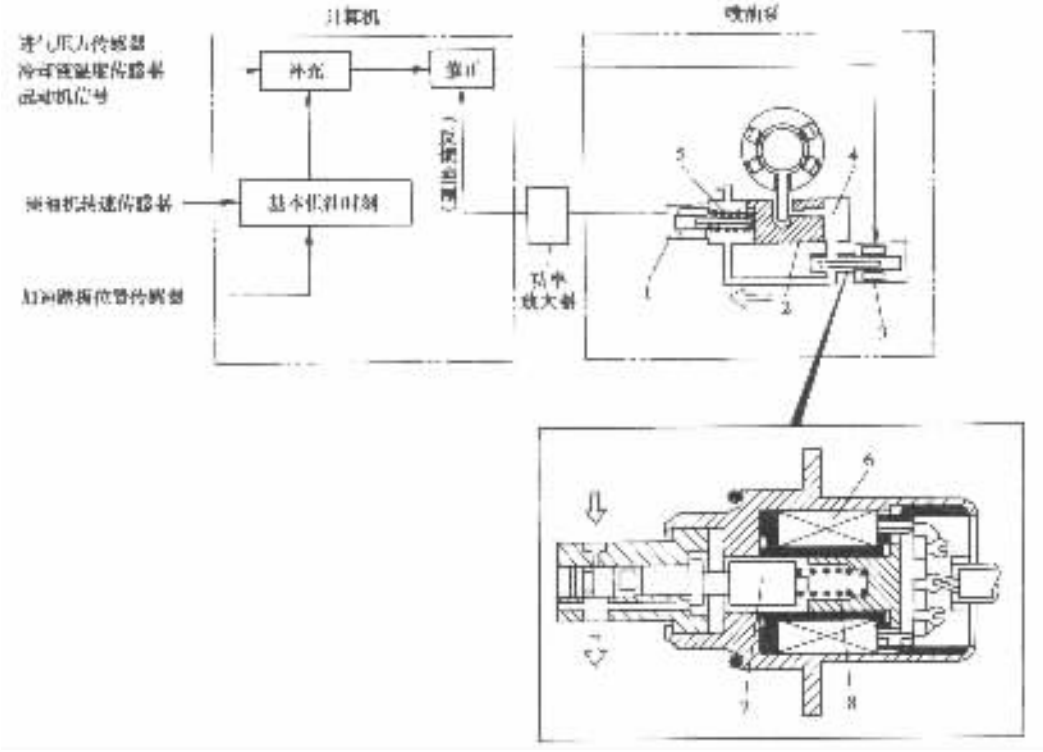


图 3－6－50　供油定时的控制

1－喷油提前器活塞位置传感器；2－喷油提前器活塞；3－供时定时控制阀；4－高压腔；5－低压腔；6－供油定时控制阀线圈；7－可动铁心；8－弹簧

喷油泵喷油提前器活塞位置传感器 1 的铁心直接与喷油提前器的活塞相连。喷油提前器活塞位置信号回授给电控单元，以实行反馈控制。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

电控单元根据最后确定的供油时刻，向供油定时控制阀 3 的线圈 6 通电，可动铁心 7 被电磁铁吸引，压缩弹簧 8 向右移动，打开喷油提前器由高压腔 4 通往低压腔 5 的油路，使喷油提前器活塞两侧的压差缩小，活塞 2 向右移动，供油时刻推迟，即供油提前角减小。

通向供油定时控制阀线圈的电流是脉冲电流，电控单元通过改变脉冲信号的占空比，来控制供油时刻。

喷油提前器活塞位置传感器为非接触式电感传感器，其可动铁心随活塞一起动作。当线圈内的可动铁心移动时，引起线圈电感的变化，借以检测活塞的位置。

供油定时控制阀是电磁阀。通过改变流过电磁线圈的脉冲电流的占空比，改变由喷油提前器的高压腔到低压腔的流通截面积，以调整喷油提前器活塞两侧的压力差，使活塞产生不同的位移，达到控制供油时刻的目的。

ECD 的其它功能，如进气节流和自诊断等均为柴油机电控系统的扩展功能。与汽油机电控系统一样，柴油机电控系统必然实现多功能控制。

第八节 辅助装置

一、输油泵

输油泵的功用是保证有足够数量的柴油自柴油箱输送到喷油泵，并维持一定的供油压力以克服管路及柴油滤清器阻力，使柴油在低压管路中循环。输油泵的输油量一般为柴油机全负荷需要量的 3 ~ 4 倍。

输油泵有膜片式、滑片式、活塞式及齿轮式等几种形式。膜片式和滑片式输油泵分别作为分配式喷油泵的一级和二级输油泵，而活塞式输油泵则与柱塞式喷油泵配套使用。

1. 活塞式输油泵

活塞式输油泵安装在柱塞式喷油泵的侧面，并由喷油泵凸轮轴上的偏心轮驱动。其结构如图 3 – 6 – 51 所示，图 3 – 6 – 52 为其工作原理示意图。

当喷油泵凸轮轴 13(图 3 – 6 – 52)转动时，在偏心轮 14 和活塞弹簧 17 的共同作用下，输油泵活塞 16 在输油泵体 15 内作往复运动。当输油泵活塞在活塞弹簧的作用下向上运动时，A 腔容积增大，产生真空，进油止回阀 6 开启，柴油经进油口被吸科 A 腔。与此同时，B 腔容积缩小，其中的柴油压力增高，出油止回阀 7 关闭，B 腔中的柴油经出油口被压出，送往燃油滤清器。当偏心轮 14 推动滚轮 12，挺柱 11 和推杆 9，使输油泵活塞向下运动时，A 腔油压增高，进油止回阀关闭，出油止回阀开启，柴油从 A 腔流入 B 腔。

若喷油泵供油量减少，或柴油滤清器阻力过大，则使 B 腔油压增高。当活塞弹簧的弹力恰好与 B 腔的油压平衡时，活塞便滞留在某一位置而不能回到其行程的止点处。在这种情况下，活塞的行程减小，输油泵的输油量自然减少，从而限制了油压的继续增高，即实现了输油量与供油压力的自动调节。

在起动长时间停止工作的柴油机之前，先将燃油滤清器和喷油泵的放气螺钉拧松，再将手压泵拉钮旋出，上下反复拉动手压泵活塞，使柴油自进油止回阀吸入，经出油止回阀压出，并充满燃油滤清器和喷油泵的低压油腔，将其中的空气驱除干净；然后拧紧放气螺钉；旋进手压泵拉钮，再起动柴油机。

手压泵活塞与手压泵体、输油泵活塞与输油泵体以及推杆与导管等偶件，都经过选配和研

磨，达到较精密的配合，在使用中不能拆对互换。

2. 滑片式输油泵

在采用分配式喷油泵的柴油机燃油系统中有两个输油泵，即一级膜片式输油泵和二级滑片式输油泵，前者与汽油机燃油系统中的膜片式输油泵完全相同。分配泵燃油系统采用两级输油泵，是因为分配泵每次进油的时间很短，进油节流阻力较大。为了保证分配泵进油充分，需要提高输油压力，为此在分配泵内增设一个滑片式输油泵。

滑片式输油泵由输油泵体、输油泵盖、转子和滑片等零件构成。输油泵转子由分配泵驱动轴传动。四个滑片分别安装在转子的四个滑片槽内（图 3－6－4）。转子偏心地安装在输油泵体的内孔中，在转子和输油泵体之间形成弯月形工作腔，并被四个滑片分隔成四个工作室。当转子旋转时，由于工作室的容积不断地由小变大或由大变小，而产生吸油或压油的作用。

滑片式输油泵出口油压随其转速增高而增大。为了保持油压稳定，在输油泵出口装置调压阀。

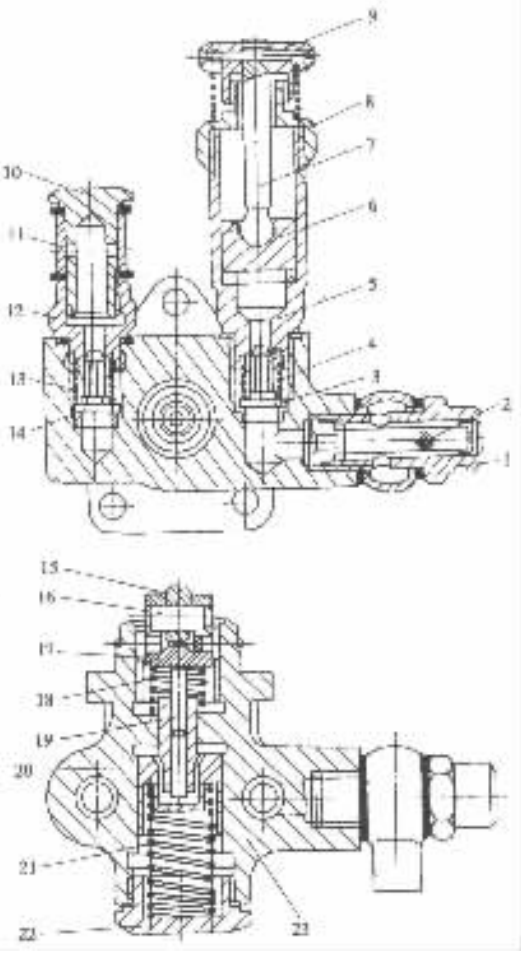


图 3－6－51　活塞式输油泵结构

1－进油管接头；2－滤网；3－进油止回阀；4－进油止回阀弹簧；5－手压泵体；6－手压泵活塞；7－手压泵杆；8－手压泵盖；9－手压泵拉钮；10－出油管接头；11－保护套；12－嵌头；13－出油止回阀弹簧；14－出油止回阀；15－滚轮；16－滚轮销；17－输油泵挺柱；18－输油泵推杆弹簧；19－输油泵推杆；20－输油泵活塞；21－活塞弹簧；22－螺塞；23－输油泵体

二、柴油滤清器

柴油的清洁程度对燃油系统，尤其是对喷油泵和喷油器中精密偶件的工作可靠性和使用寿命有很大的影响。柴油在运输和储存过程中，不可避免地会混入灰尘、水分和金属容器表面的锈蚀物等杂质。长期储存之后，柴油还可能氧化变质而结焦。

柴油滤清器的功用是滤除柴油中的任何杂质。对滤清器的基本要求是阻力小，寿命长，过滤效率高。

在采用纸质滤芯的滤清器中，滤芯表面能过滤粒度为 1～3μm 的杂质。若在纸面上刷一层清漆，滤清效果更好。现有纸质滤芯的使用寿命约为 400h。纸质滤芯具有重量轻、体积小、成本低、滤清效果好等优点，被广泛用于轻型汽车上。在轿车柴油机上多使用一次性纸质滤芯柴油滤清器。纸质滤芯柴油滤清器的结构如图 3－6－53 所示。来自输油泵的柴油从进油口 5 进入滤清器壳体 6 与纸质滤芯 7 之间的空隙，然后经过滤芯过滤之后，由中心杆 8 经出油口 3 流出。在滤清器盖上设限压阀 2，当油压超过 0.1～0.15MPa 时，限压阀开启，多余的柴油自进油口经限压阀直接返回柴油箱。

在较重型的汽车柴油机上，经常装置粗、精两级滤清器。当两级滤清器串联使用时，粗滤器采用毛毡等纤维滤芯，精滤器仍用纸滤芯。毛毡滤芯可滤除粒度为 5～10μm 的杂质。毛毡

试读结束：需要全本请在线购买：www.ertongbook.com

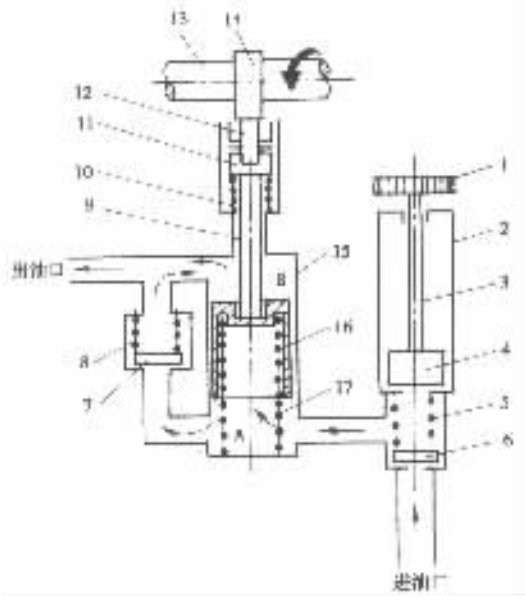


图 3－6－52 活塞式输油泵工作原理示意图

1－手压泵拉钮；2－手压泵体；3－手压泵杆；4－手压泵活塞；5－进油止回阀弹簧；6－进油止回阀；7－出油止回阀；8－出油止回阀弹簧；9－推杆；10－推杆弹簧；11－挺柱；12－滚轮；13－喷油泵凸轮轴；14－偏心轮；15－输油泵体；16－输油泵活塞；17－活塞弹簧

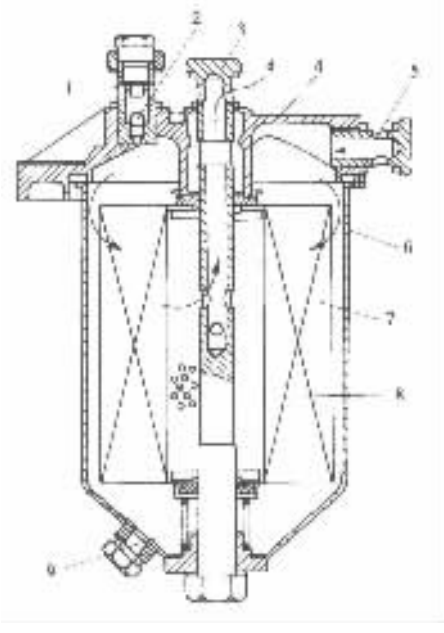


图 3－6－53 纸滤芯柴油滤清器

1－旁通孔；2－限压阀；3－出油口；4－滤清器盖；5－进油口；6－滤清器壳体；7－纸质滤芯；8－中心杆；9－放油塞

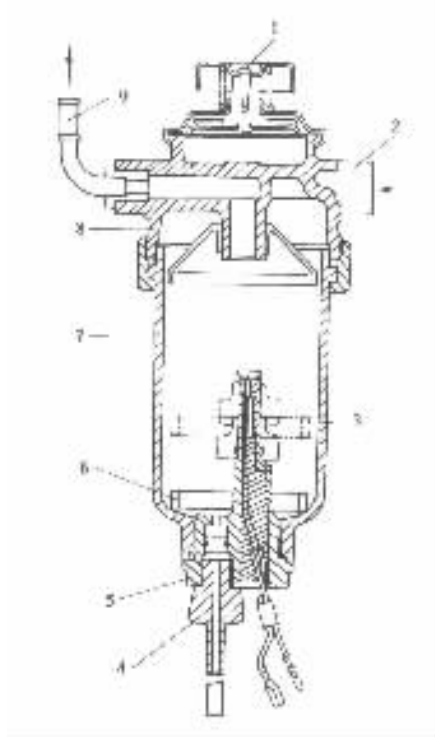


图 3－6－54 油水分离器

1－手压膜片泵；2－进油口；3－放水水位；4－放水塞；5－液面传感器；6－浮子；7－分离器壳体；8－分离器盖；9－出油口

具有一定的机械强度和弹性，堵塞以后可清洗再用。

三、油水分离器

为了除去柴油中的水分，在一些柴油机上，于柴油箱和输油泵之间装设油水分离器占油水分离器（图 3－6－54）由手压膜片泵 1、液面传感器 5、浮子 6、分离器壳体 7 和分离器盖 8 等组成。

来自柴油箱的柴油经进油口 2 进入油水分离器，并经出油口 9 流出。柴油中的水分在分离器内从柴油中分离出来并沉积在壳体 7 的底部。浮子 6 随着积水的增多而上浮。当浮子到达规定的放水水位 3 时，液面传感器 5 将电路接通，仪表板上的报警灯发出放水信号，这时驾驶员应及时旋松放水塞 4 放水。手压泵 1 供放水和排气时使用。

第九节　PT 燃油系统

PT 燃油系统是美国康明斯（Cummins）发动机公司的专利产品。它与上述燃油系统相比，无论在工作原理和结构上都有许多独特之处。我国从美国进口的豪拜 120C 型和特雷克斯 33－07 型等重型矿用自卸汽车，以及从日本小松制作所引进的 HD－180 型自卸汽车，它们的发动机都是康明斯公司的产品，都装用 PT 燃油系统。

一、PT 燃油系统的组成及基本原理

1. PT 燃油系统的组成

PT 燃油系统的组成如图 3－6－55 所示。其中输油泵 3、稳压器 4、柴油滤清器 5、断油阀 7、节流阀 14 及调速器 6、16 等组成一体，并称此组合体为 PT 燃油泵。一般汽车上只装 PTG 两极式调速器 16，而在特种用途或负荷变化频繁的汽车上加装 MVS 或 VS 全程式调速器。当只装 PTG 调速器时，节流阀 14 与汽车加速踏板连接，踩动加速踏板可以使节流阀旋转，从而改变了节流阀的通过断面积。若加装 MVS 或 VS 调速器，则节流阀保持全开位置不动。MVS 或 VS 调速器在 PTG 调速器不起作用的转速范围内起调速作用。

发动机工作时，柴油被齿轮式输油泵 3 从柴油箱 1 吸出，经柴油滤清器 2 滤除其中的杂质，再经稳压器 4 消除燃油压力的脉动后，送入柴油滤清器 5。经过二次滤清的柴油分成两路，一路进入 PIG 调速器和节流阀，另一路进入 MVS 调速器。其压力经过调速器和节流阀调节后，经断油阀 7 供给喷油器 11。在喷油器内柴油经计量、增压然后被定时地喷入气缸。多余的柴油经回油管流回柴油箱。喷油器的驱动机构包括喷油凸轮 13、摆臂 12、喷油器推杆 9 和喷油器摇臂 10。喷油凸轮与配气凸轮共轴。电磁式断油阀 7 用来切断燃油的供给，使柴油机停转。

2. PT 燃油系统的基本原理

由流体力学的原理知，流过孔口的液体数量与液体压力、流过时间及孔口断面积成正比，此外还与孔口的形状有关。当孔日断面积和孔口形状一定时，流过孔口的液体数量便取决于液体的压力（P）和流过孔口的时间（T）。在 PT 燃油系统中，当喷油器内的计量量孔的尺寸和形状选定之后，只要改变供给喷油器的燃油压力即供油压力，或燃油进入计量量孔的时间即进油时间发生变化，都会改变喷油器的喷油量。供油压力由 PT 燃油泵产生，供油压力的调节由调速器和节流阀进行，而进油时间则取决于柴油机的转速。

水印广告 www.docin.com 免费下载

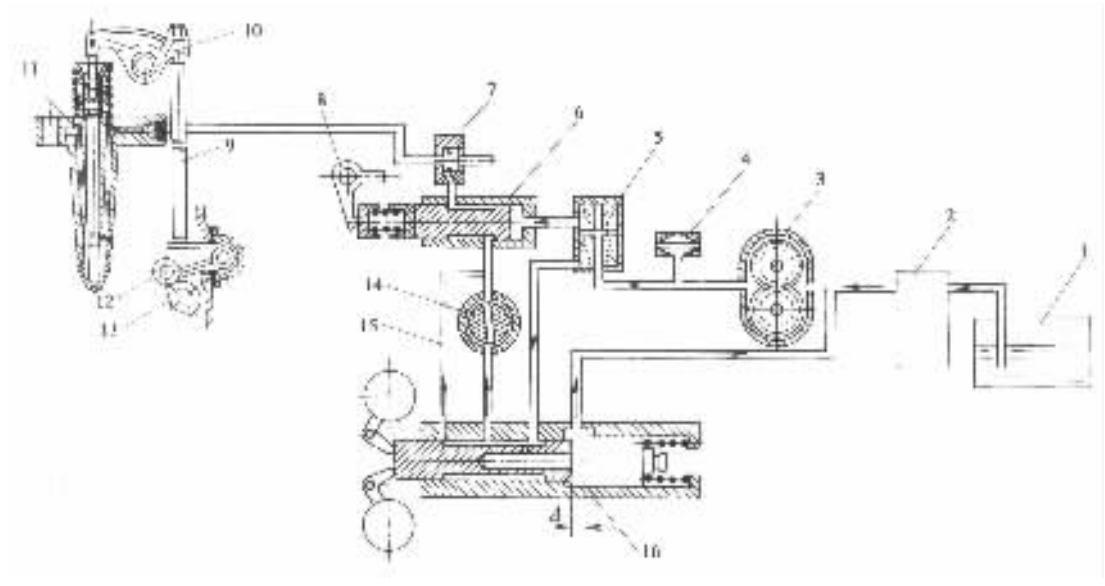


图 3－6－55 PT 燃油系统

1－柴油箱；2、5－柴油滤清器；3－输油泵；4－稳压器；6－MVS 全程式调速器；7－断油阀；8－调速手柄；9－喷油器推杆；10－喷油器摇臂；11－喷油器；12－摆臂；13－喷油凸轮；14－节流阀；15－怠速油道；16－PTG 两极式调速器

二、PT 燃油泵

PT 燃油泵由发动机驱动，但它与发动机之间无传动定时关系。因此，安装时无需校对定时。

PT 燃油泵起供油、调压和调速等作用：①在适当压力下将燃油供入喷油器；②在柴油机转速或负荷发生变化时及时调节供油压力，以改变供油量满足工况变化的需要；③限制柴油机超速和稳定怠速，若加装 MVS 或 VS 调速器还可使柴油机在任何转速下稳定运转。

PT 燃油泵的构造如图 3－6－56 所示。

1. FTG 调速器

FTG 两极式调速器主要由调速器重块 3、调速套筒 5、调速柱塞 6、低速校正柱塞 2、低速校正弹簧 1、高速弹簧 9、高速校正弹簧 4、怠速弹簧 8 和怠速柱塞 7 等组成（图 3－6－57）。PTG 调速器不仅用来限制高速和稳定怠速，而且还能随柴油机转速的变化自动调节供油压力和校正柴油机的转矩特性。以下介绍其工作原理。

1）高速控制调速套筒 5 的内腔通过调速柱塞 6 的中心孔及径向孔与进油口 13、出油口 14、怠速油道 16 等相通。当发动机工作时，在调速器起作用之前，由于燃油压力的作用，怠速柱塞 7 与调速柱塞 6 两者的端面不相接触，保持一定的间隙 △，部分燃油即从此间隙经旁通油道 12 流回输油泵的入口（图 3－6－55）。当发动机转速升高时，重块 3 的离心力增大，推动调速柱塞右移，使间隙减小，通过旁通油道的回油量随之减少，调速套筒内腔的油压即出油口 14 的燃油压力增高，从而使喷油量不会由于转速升高喷油器进油时间缩短而减少。反之亦然。

当发动机转速超过标定转速并继续升高时，重块离心力进一步增大，克服高速弹簧 9 的弹力，使调速柱塞继续右移，出油口 14 被逐渐关小。由于出油口的节流作用，供油压力急剧下降，喷油量随之迅速减少，从而限制了柴油机超速。

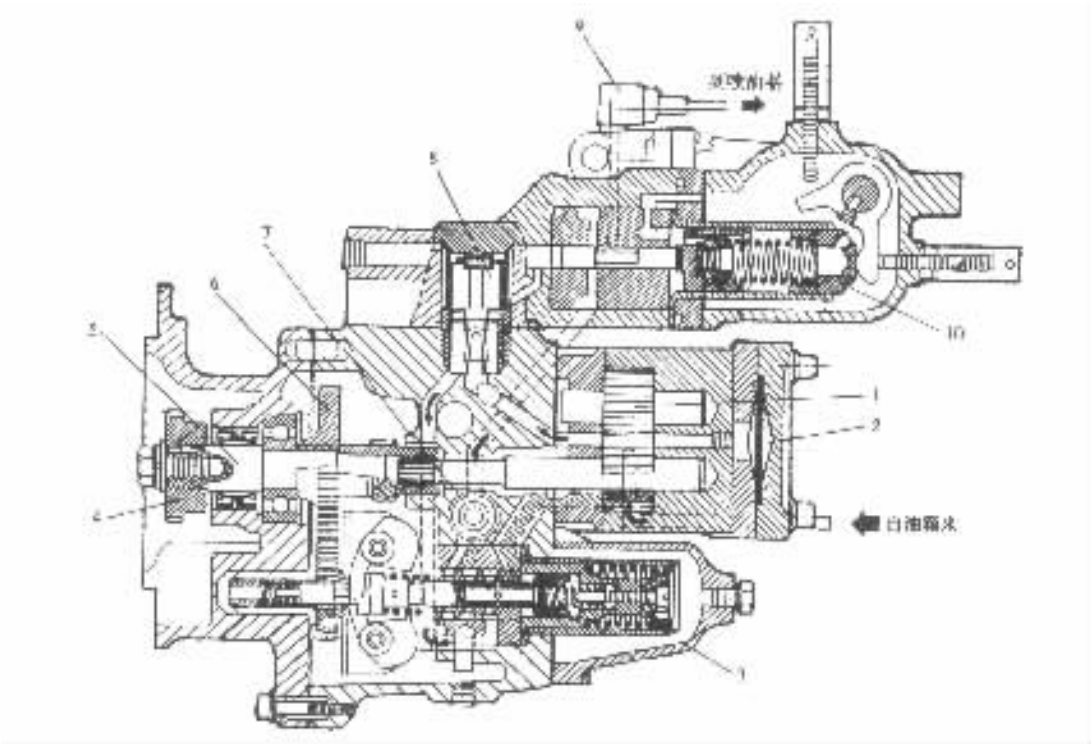


图 3－6－56　PT 燃油泵

1－输油泵；2－稳压器；3－PIG 调速器；4－主轴传动齿轮；5－主轴；6－调速器传动齿轮；7－节流阀；8－柴油滤清器；9－断油阀；10－MVS 调速器

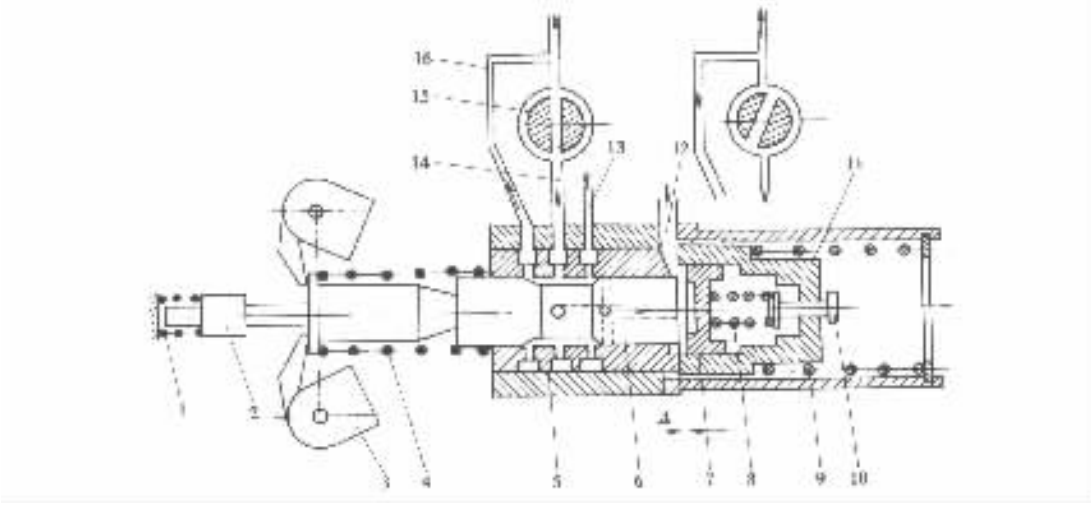


图 3－6－57　PTG 调速器结构示意图

1－低速校正弹簧；2－低速校正柱塞；3－重块；4－高速校正弹簧；5－调速套筒；6－调速柱塞；7－怠速柱塞；8－怠速弹簧；9－高速弹簧；10－怠速调节螺钉；11－高速套筒；12－旁通油道；13－进油口；14－出油口；15－节流阀；16－怠速油道

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

2)怠速控制柴油机怠速时将节流阀关闭,燃油经怠速油道 16 供出以维持怠速运转。若转速降低,在怠速弹簧 8 的作用下怠速柱塞 7 左移,消除间隙后推动调速柱塞左移,使怠速油道的通过断面积增大,喷油量相应增加,使发动机转速回升。相反,当怠速转速升高时,重块推动调速柱塞右移,怠速油道通过断面积减小,喷油量随之减少,使转速复原,从而稳定了怠速。

3)高速转矩校正 柴油机转速较低时,高速校正弹簧 4 处于自由状态。当转速升高到最大转矩转速时,高速校正弹簧开始与调速套筒 5 接触。随着转速继续升高,调速柱塞右移,校正弹簧逐渐被压缩,使调速柱塞的移动受阻,从而延缓了燃油压力的增高,使喷油量相对减少,最终使柴油机的转矩随转速升高而有较大的下降(图 3 – 6 – 58)。

4)低速转矩校正柴油机在最大转矩转速运转时,低速校正弹簧 1 处于自由状态。当转速降低时,低速校正柱塞 2 左移,低速校正弹簧被压缩,使低速校正柱塞的移动受阻,从而延缓了燃油压力的下降,使喷油量相对增加,最终使柴油机的转矩随转速降低的趋势减缓(图 3 – 6 – 58)。

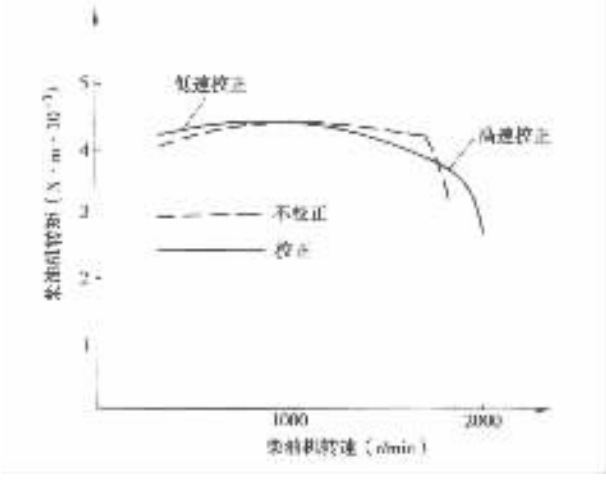


图 3 – 6 – 58 柴油机转矩的校正

2. 节流阀

PT 燃油泵中的节流阀是旋转式柱塞阀。除怠速工况外,燃油从调速器至喷油器都要流经节流阀。它用来调节除怠速和最高转速以外的各转速的 Pr 燃油泵的供油量。怠速和最高转速的供油量由 PTG 调速器自动调节。通过踩踏加速踏板来转动节流阀,以改变节流阀通过断面,达到改变供油压力和 PT 燃油泵供油量的目的。

3. 断油阀

图 3 – 6 – 59 所示为电磁式断油阀的结构示意图。通电时,阀片 3 被电磁铁 4 吸向右边,断油阀开启,燃油从进油口经断油阀供向喷油器。断电时,阀片在复位弹簧 2 的作用下关闭,停止供油。因此,柴油机起动时须接通断油阀电路,停机时须切断电路。若断油阀电路失灵,则可旋入螺纹顶杆 1 将阀片顶开,停机时再将螺纹顶杆旋出。

三、PT – D 型喷油器

PT 燃油系统的喷油器为机械驱动的开式喷油器,具有对燃油进行计量、增压和定时喷射等多种功能,集喷油泵与喷油器功能于一体,也称泵 – 喷油器。D 型喷油器的结构如图

3－6－60所示。

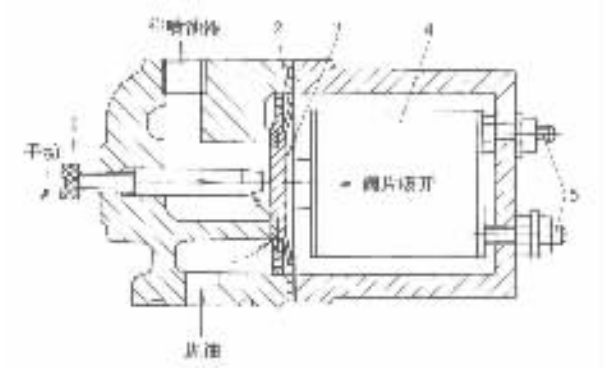


图 3－6－59　断油阀

1－螺纹顶杆；2－复位弹簧；3－阀片；4－电磁铁；5－接线柱

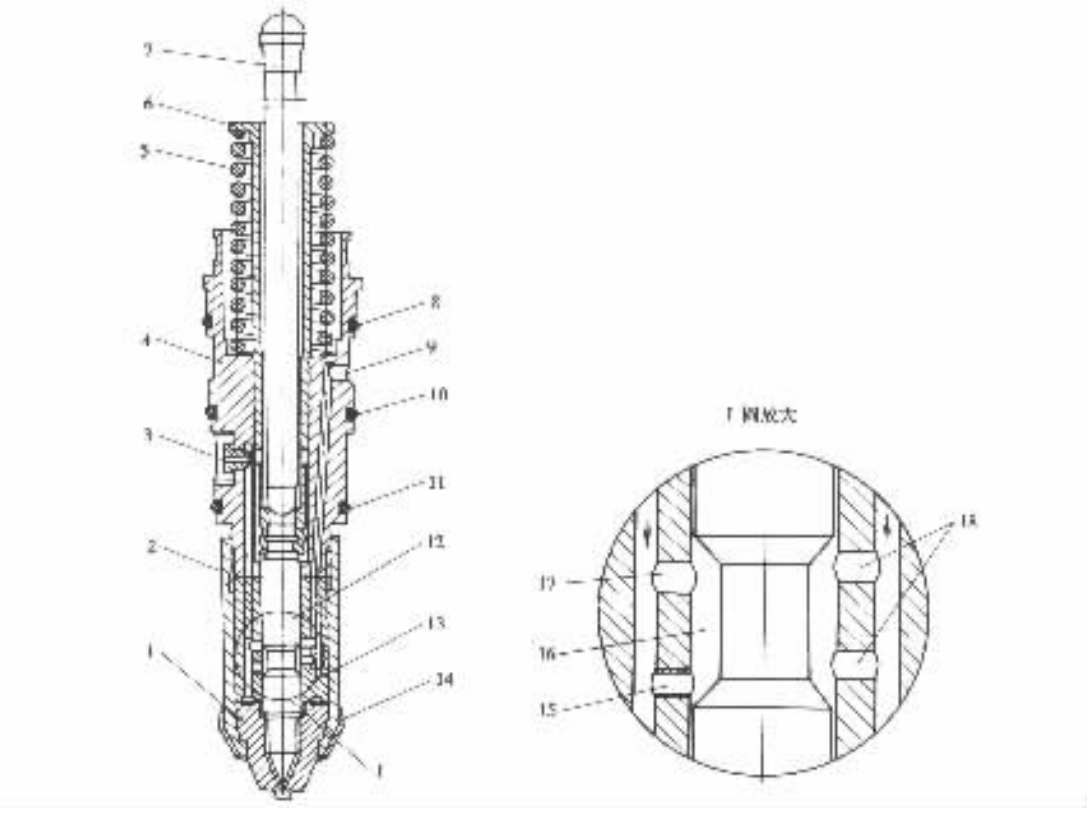


图 3－6－60　PT－D 型喷油器

1－喷油嘴头；2－喷油器紧帽；3－进油量孔；4－喷油器体；5－复位弹簧；6－导向套；7－顶杆；8、10、11－O 形密封圈；9、18－回油孔；12－针阀；13－针阀体；14－密封垫；15－计量量孔；16－环形空间；17－进油孔

PT－D 型喷油器的工作过程可分为 4 个阶段，如图 3－6－61 所示。

1. 进油－回油阶段(图 3－6－61a)

当曲轴转到进气行程上止点时，针阀 12(图 3－6－60，以下同)升起，环形空间 16 将进油

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

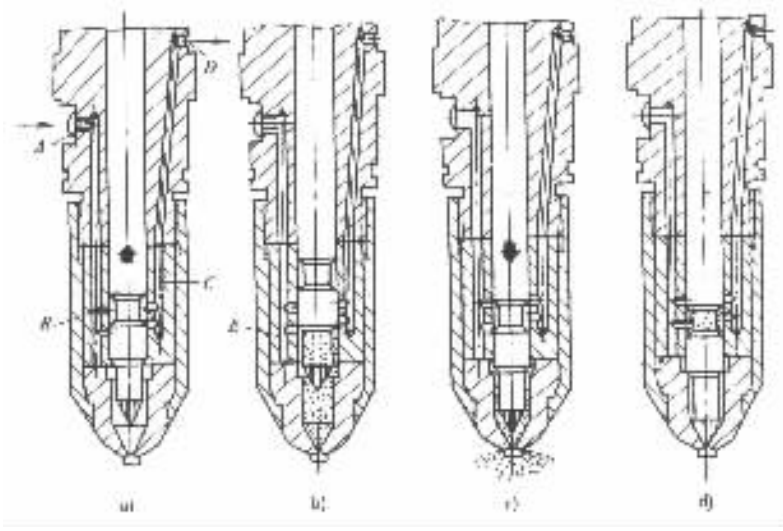


图 3－6－61 PT－D 型喷油器工作过程
a)进油－回油；b)计量；c)喷油；d)回油

孔 17 与回油孔 18 连通。这时计量量孔 15 被关闭，从 Pr 燃油泵来的柴油经进油量孔 3、进油孔 17、回油孔 18 和 9 返回柴油箱。

在此阶段，柴油在喷油器内循环流动有利于针阀和针阀体的冷却和润滑以及排除柴油中的气泡。

2. 计量阶段(图 3－6－61b)

当曲轴旋转到上止点后 44°时，针阀升起到计量量孔 15 被打开的位置，这时进油孔 17 和回油孔 18 均被关闭。柴油经计量量孔进入喷油嘴头 1 的内腔。曲轴继续转到上止点后 60°时，针阀上升到最高位置，随后便停驻不动，直到压缩行程上止点前 62°针阀才开始下降。在压缩行程上止点前 28°时，计量量孔关闭。

从计量量孔开启到关闭这段时间为柴油计量阶段，也就是喷油器的进油时间。

3. 喷油阶段(图 3－6－61c)

当曲轴转到压缩行程上止点前 22.5°时，随着针阀迅速下行，喷油嘴头内腔的燃油以很高的压力喷入气缸。直到压缩行程上止点后 18°喷油结束，针阀锥面与喷油嘴头内锥面接触。

4. 回油阶段(图 3－6－61d)

在此阶段环形空间将计量量孔与回油孔连通，开始回油。

针阀的运动受喷油凸轮控制，喷油凸轮具有特殊的轮廓，如图 3－6－62 所示。

四、PT 燃油系统的特点

1) PT 燃油泵为低压输油泵，在标定工况时的输油压力仅为 1.2MPa。因此，无需高压油管及管接头，因而减少了漏油的可能性和不正常喷射现象。

2) PT 燃油泵输出的柴油只有 20%经喷油器喷入气缸，其余 80%对喷油器进行冷却和润滑之后返回柴油箱，这有利于提高喷油器工作的可靠性和使用寿命。

3) 喷油器具有计量、增压和定时喷射等多种功能。由于针阀下行速度快，喷射压力可高达 105.6MPa，再加上喷孔直径仅为 0.2mm，喷孔数多达 7～10 个，因此喷注雾化良好。

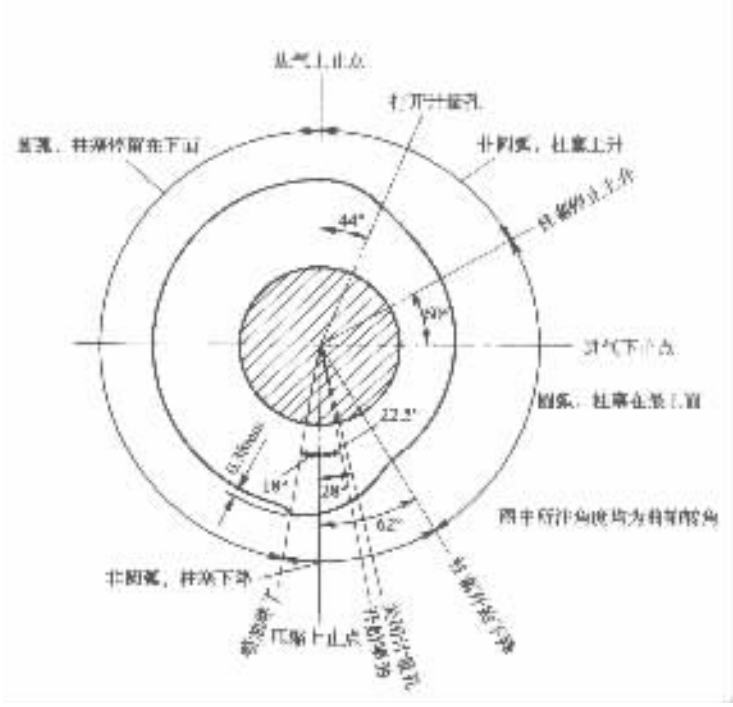


图 3－6－62　喷油凸轮轮廓

4)在柴油机全部转速范围内，大体上在同一时刻进行喷射和燃烧。因此，不需装设喷油提前器来自动调节喷油提前角。

5)PT 燃油系统中只有针阀和针阀体一对精密偶件。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

第七章 进排气系统及排气净化装置

第一节 进气系统

进气系统的功用是尽可能多和尽可能均匀地向各气缸供给可燃混合气或纯净的空气。

一般进气系统主要包括空气滤清器和进气歧管。在化油器式和节气门体汽油喷射式发动机上通常还装有进气预热装置。为了增进进气效果,有的进气系统还装有谐振器。在汽油喷射式发动机的进气系统中还包括空气计量装置。

一、空气滤清器

(一)空气滤清器的功用

燃油燃烧需要大量的空气。以普通轿车为例,每消耗 1L 汽油需要消耗 5000 ~ 10000L 空气。如此数量的空气进入气缸,若不将其中的杂质或灰尘滤除,必然加速气缸的磨损,缩短发动机使用寿命。实践证明,发动机不安装空气滤清器,其寿命将缩短 2/3。另外,灰尘还能堵塞化油器空气量孔使其不能正常工作。

空气滤清器的功用主要是滤除空气中的杂质或灰尘,让洁净的空气进入气缸。另外,空气滤清器也有消减进气噪声的作用。

(二)空气滤清器结构

空气滤清器一般由进气导流管、空气滤清器盖、空气滤清器外壳和滤芯等组成。现在广泛用于汽车发动机上的空气滤清器仍有多种结构形式。

1. 油浴式空气滤清器

油浴式空气滤清器用于在多尘条件下工作的发动机上,如越野车发动机。图 3 - 7 - 1 所示为油浴式空气滤清器的结构图,它包括空气滤清器外壳 1、滤芯 2、密封圈 3 和滤清器盖 4 等。外壳底部是储油池,其中盛有一定数量的机油。当发动机工作时,环境空气经外壳与滤清器盖之间的狭缝进入滤清器,并沿着滤芯与外壳之间的环形通道向下流到滤芯底部,再折向上通过滤芯后进入进气管。当气流转弯时,空气中粗大的杂质被甩人机油中被机油粘附,细小杂质被滤芯滤除。粘附在滤芯上的杂质被气流溅起的机油所冲洗,并随机油一起流回储油池。滤芯多用金属丝制成。空气中的杂质可被滤除 95% ~ 97%。油浴式空气滤清器的优点是滤芯清洗后可以重复使用。

2. 纸滤芯空气滤清器

纸滤芯空气滤清器被广泛用于各类汽车发动机上,其结构如图 3 - 7 - 2 所示。由经过树脂处理的微孔滤纸制成的滤芯 1 安装在滤清器外壳 2 中。滤芯的上、下表面是密封面,当拧紧蝶形螺母 4 把滤清器盖 3 紧固在滤清器上时,上密封面 8 和下密封面 9 分别与滤清器盖及滤清器外壳底部的配合面贴紧密合。滤纸 7 打褶,以增加滤芯的滤过面积和减小滤芯阻力。滤芯外面是多孔金属网 6,用来保护滤芯在运输和保管过程中不使滤纸破损。在滤芯的上、下端

浇上耐热塑料溶胶，以固定滤纸 j 金属网和密封面间的相对位置，并保持其间的密封。在发动机工作时，空气从滤芯的四周穿过滤纸进入滤芯中心，随后流入进气管。杂质被滤芯阻留在滤芯外面。

纸滤芯空气滤清器有质量轻、成本低和滤清效果好等优点。纸滤芯有干式和湿式两种。干式纸滤芯可以反复使用。纸滤芯经过浸油处理后即为湿式纸滤芯，其主要优点是使用寿命长、吸附杂质的能力强和滤清效果好，但不能反复使用，需定期更换。

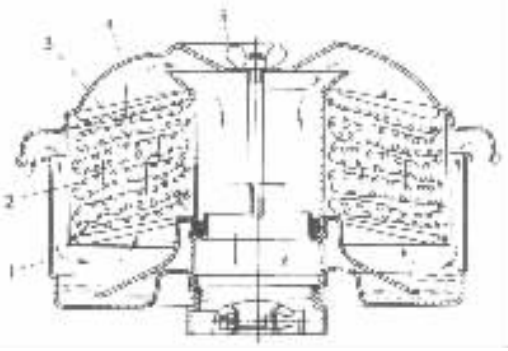


图 3－7－1　油浴式空气滤清器

1－滤清器外壳；2－滤芯；3－密封圈；4－滤清器盖；5－蝶形螺母

3. 离心式及复合式空气滤清器

离心式空气滤清器多用于大型载货汽车上。在许多自卸车或矿山用汽车上还使用离心式与纸滤芯式相结合的双级复合式空气滤清器(图 3－7－3)。双级复合式空气滤清器的上体 7 是纸滤芯空气滤清器，下体 12 是离心式空气滤清器。空气从滤清器下体的进气口 10 首先进入旋流管 11，并在旋流管内螺旋导向面 16 的引导下产生高速旋转运动。在离心力的作用下空气中的大部分灰尘被甩向旋流管壁并落人集灰盘 14 中，空气则从旋流管顶部进入纸滤芯空气滤清器。空气中残存的细微杂质被纸滤芯 2 滤除。

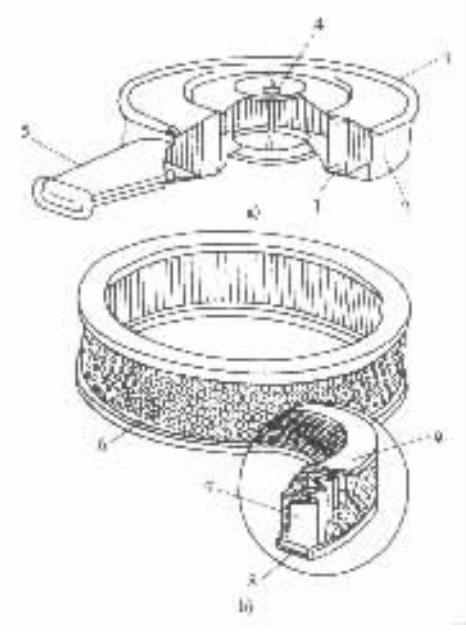


图 3－7－2　干式纸滤芯空气滤清器

a)滤清器总成；b)纸滤芯

1－滤芯；2－滤清器外壳；3－滤清器盖；4－蝶形螺母；5－进气导流管；6－金属网；7－打褶滤纸；8－滤芯下密封面；9－滤芯上密封面

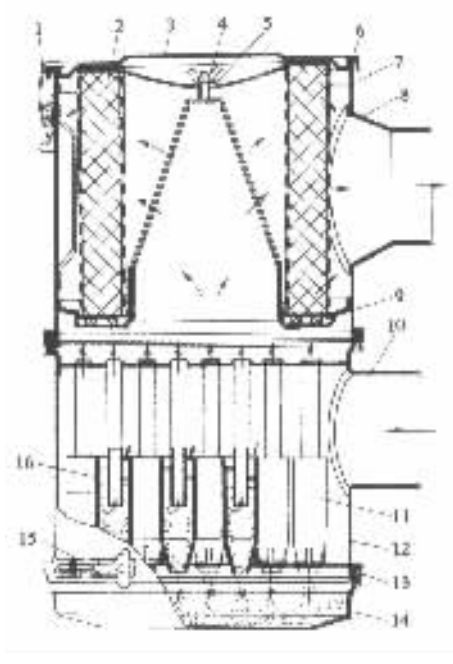


图 3－7－3　双级复合式空气滤清器

1－卡簧；2－纸滤芯；3－滤清器上盖；4－蝶形螺母；5－密封垫；6、9、13－密封圈；7－上体；8－出气口；10－进气口；11－旋流管；12－下体；14－集灰盘；15－卡箍；16－旋流管螺旋导向面

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

(三)空气滤清器进气导流管

在现代轿车上,为了增强发动机的谐振进气效果,空气滤清器进气导流管需要有较大的容积。但是导流管不能太粗,以保证空气在导流管内有一定的流速,因此,进气导流管只能做得很长(图 3-7-4)。较长的进气导流管有利于实现从车外吸气。因为车外空气温度一般比发动机罩下的温度约低 30℃,所以从车外吸入的空气密度可增加 10%左右,燃油消耗率可降低 3%。

二、进气歧管

1. 进气歧管结构

对于化油器式或节气门体汽油喷射式发动机,进气歧管指的是化油器或节气门体之后到气缸盖进气道之前的进气管路。它的功用是将空气-燃油混合气由化油器或节气门体分配到各缸进气道。对于气道燃油喷射式发动机或柴油机,进气歧管只是将洁净的空气分配到各缸进气道。进气歧管必须将空气-燃油混合气或洁净空气尽可能均匀地分配到各个气缸,为此进气歧管内气体流道的长度应尽可能相等。为了减小气体流动阻力,提高进气能力,进气歧管的内壁应该光滑。

一般化油器式或节气门体燃油喷射式发动机的进气歧管由合金铸铁制造,轿车发动机多用铝合金制造。铝合金进气歧管质量轻、导热性好。气道燃油喷射式发动机除应用铝合金进气歧管外,近来采用复合塑料进气歧管的发动机日渐增多。这种进气歧管质量极轻,内壁光滑,无需加工。图 3-7-5 和图 3-7-6 所示分别为节气门体喷射式和气道喷射式发动机的进气歧管。

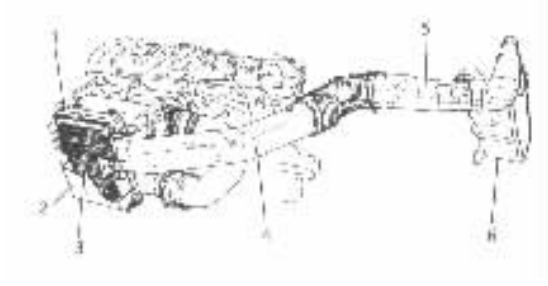


图 3-7-4 空气滤清器进气导流管

1-空气滤清器外壳;2-空气滤清器盖;3-滤芯;4-后进气导流管;5-前进气导流管;6-谐振室

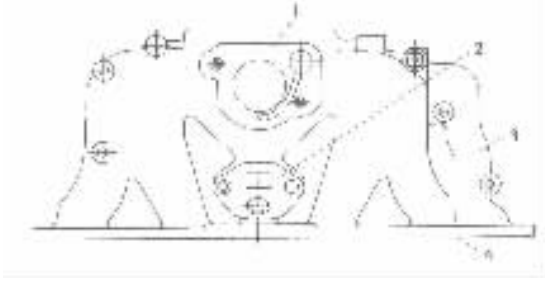


图 3-7-5 节气门体燃油喷射式发动机进气歧管(通用 2.5L)

1-节气门体安装面;2-废气再循环阀安装面;3-循环冷却液管;4-进气歧管安装面

2. 进气歧管加热

化油器式或节气门体燃油喷射式发动机进气歧管的温度很重要。温度太低,汽油将在管壁上凝结。因此,对这类发动机的进气歧管应进行适当的加热以促进汽油的蒸发。但是加热过度将减少进入气缸的混合气数量,并使发动机功率下降。通常进气歧管利用发动机排气或循环冷却液进行加热。图 3-7-7 所示为利用排气加热进气歧管的实例。当发动机工作时,高温排气流过进气歧管底部并对其加热。在排气歧管内装有热控阀,根据季节的不同,改变热控阀的位置,可以调节流过进气歧管底部的废气量,即调节对进气歧管的加热程度。利用循环冷却液加热进气歧管需在进气歧管内设置水套(图 3-7-5),并使其与发动机冷却系连通,让

冷却液在进气歧管的水套内循环流动。

气道燃油喷射式发动机的进气歧管无需加热。

图 3－7－6　气道燃油喷射式发动机进气歧管

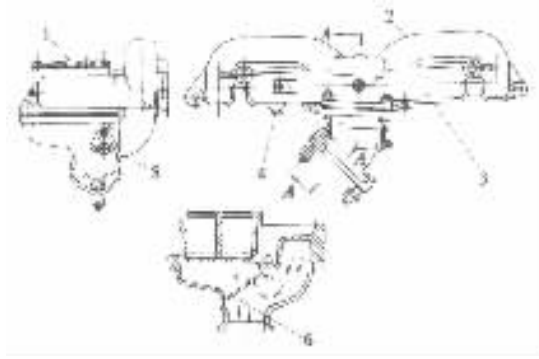


图 3－7－7　利用发动机排气加热进气歧管(BJ492QA)

1－化油器安装面；2－排气歧管；3－进气歧管；4－放油螺塞；5－热控阀调节手柄；6－热控阀

3. 谐振进气系统

由于进气过程具有间歇性和周期性，致使进气歧管内产生一定幅度的压力波。此压力波以当地声速在进气系统内传播和往复反射。如果利用一定长度和直径的进气歧管与一定容积的谐振室组成谐振进气系统(图 3－7－4、图 3－7－8)，并使其自振频率与气门的进气周期调谐，那么在特定的转速下，就会在进气门关闭之前，在进气歧管内产生大幅度的压力波，使进气歧管的压力增高，从而增加进气量。这种效应称作进气波动效应。

谐振进气系统的优点是没有运动件，工作可靠，成本低。但只能增加特定转速下的进气量和发动机转矩。

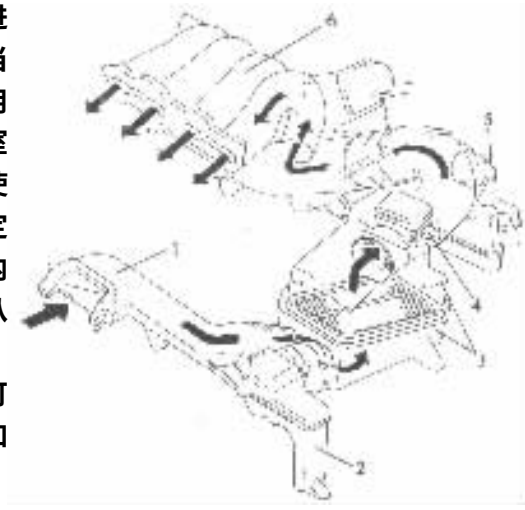


图 3－7－8　谐振进气系统

1－进气导流管；2－副谐振室；3－空气滤清器；4－空气流量计；5－主谐振室；6－进气歧管

4. 可变进气歧管

为了充分利用进气波动效应和尽量缩小发动机在高、低速运转时进气速度的差别，从而达到改善发动机经济性及动力性特别是改善中、低速和中、小负荷时的经济性和动力性的目的，要求发动机在高转速、大负荷时装备粗短的进气歧管；而在中、低转速和中、小负荷时配用细长的进气歧管。可变进气歧管就是为适应这种要求而设计的。

一种能根据发动机转速和负荷的变化而自动改变有效长度的进气歧管如图 3－7－9 所示。当发动机低速运转时，发动机电子控制装置 5 指令转换阀控制机构 4 关闭转换阀 3，这时空气经空气滤清器 1 和节气门 2 沿着弯曲而又细长的进气歧管流进气缸。细长的进气歧管提高了进气速度，增强了气流的惯性，使进气量增多。当发动机高速运转时，转换阀开启，空气经

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

空气滤清器和节气门直接进入粗短的进气歧管。粗短的进气歧管进气阻力小，也使进气量增多。可变长度进气歧管不仅可以提高发动机的动力性，还由于它提高了发动机在中、低速运转时的进气速度而增强了气缸内的气流强度，从而改善了燃烧过程，使发动机中低速的燃油经济性有所提高。

另一种可变进气歧管如图 3－7－10 所示。其每个歧管都有两个进气通道，一长一短。根据发动机转速的高低，由旋转阀控制空气经哪一个通道流进气缸。当发动机在中、低速运转时，旋转阀将短进气通道封闭，空气沿长进气通道经进气道、进气门进入气缸。当发动机高速工作时，旋转阀使长进气通道短路，将长进气通道也变为短进气通道。这时空气同时经两个短进气通道进入气缸。

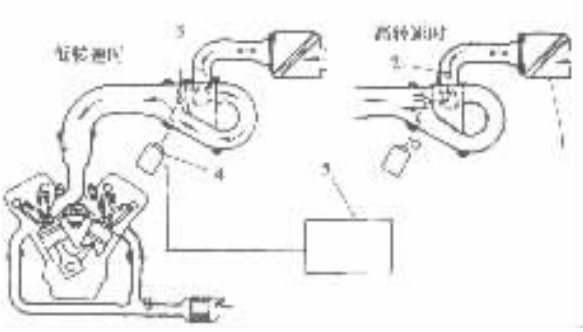


图 3－7－9 可变长度进气歧管

1－空气滤清器；2－节气门；3－转换阀；4－转换阀控制机构；5－发动机电子控制装置

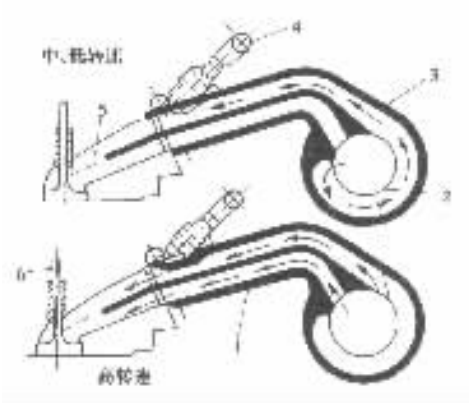


图 3－7－10 双通道可变进气歧管

1－短进气通道；2－旋转阀；3－长进气通道；4－喷油器；5－进气道；6－进气门

可变进气歧管在所有转速下都可以使发动机转矩平均提高 8%。

第二节 排气系统

一、单排气系统及双排气系统

直列型发动机在排气行程期间，气缸中的废气经排气门进入排气歧管，再由排气歧管进入排气管、催化转换器和消声器，最后由排气尾管排到大气中。这种排气系统称作单排气系统（图 3－7－11）。

V 型发动机有两个排气歧管，在大多数装配 V 型发动机的汽车上仍采用单排气系统，即通过一个叉形管将两个排气歧管连接到一个排气管上。来自两个排气歧管的废气经同一个排气管、同一个消声器和同一个排气尾管排出（图 3－7－12a）。但有些 V 型发动机采用两个单排气系统，即每个排气歧管各自都连接一个排气管、催化转换器、消声器和排气尾管（图 3－7－12b）。这种布置形式称作双排气系统。

双排气系统降低了排气系统内的压力，使发动机排气更为顺畅，气缸中残余的废气较少，因而可以充入更多的空气－燃油混合气或洁净的空气，发动机的功率和转矩都相应地有所提高。

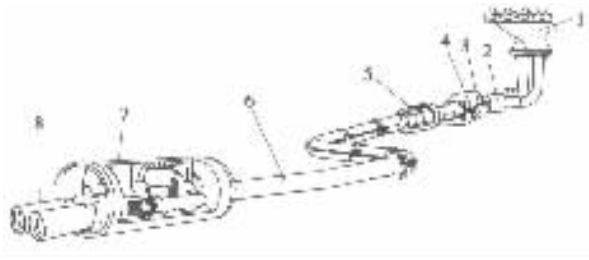


图 3－7－11　单排气系统的组成

1－排气歧管；2－前排气管；3－催化转换器；4－排气温度传感器；5－副消声器；6－后排气管；7－主消声器；8－排气尾管

二、排气歧管

一般排气歧管由铸铁或球墨铸铁制造，最近以来采用不锈钢排气歧管的汽车愈来愈多，其原因是不锈钢排气歧管质量轻，耐久性好，同时内壁光滑，排气阻力小。

排气歧管的形状十分重要。为了不使各缸排气相互干扰及不出现排气倒流现象，并尽可能地利用惯性排气，应该将排气歧管做得尽可能的长，而且各缸支管应该相互独立、长度相等。图 3－7－13 所示的不锈钢排气歧管的结构较好的满足了上述要求。相互独立的各个支管都很长，而且 1、4 缸排气歧管汇合在一起，2、3 缸汇合在一起，可以完全消除排气干扰现象。图 3－7－14 所示为铸铁排气歧管结构图。

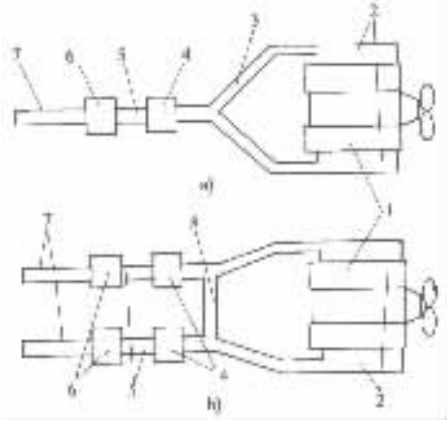


图 3－7－12　V 型发动机排气系统示意图

a)单排气系统；b)双排气系统

1－发动机；2－排气歧管；3－叉形管；4－催化转换器；5－排气管；6－消声器；7－排气尾管；8－连通管

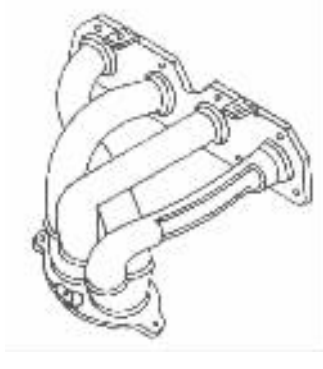


图 3－7－13　不锈钢排气歧管

（丰田汽车）

三、消声器

发动机的排气压力约为 0.3～0.5MPa，温度约 500～700℃，这表明排气有一定的能量。同时，由于排气的间歇性，在排气管内引起排气压力的脉动。若将发动机排气直接排放到大气中，将产生强烈的、频谱比较复杂的噪声，其频率从几十赫到一万赫以上。

排气消声器的功用是消减排气噪声。消声器通过逐渐降低排气压力和衰减排气压力的脉

动，使排气能量耗散殆尽。

消声器有四种基本结构形式，如图 3－7－15 所示。实际应用的消声器多为这些基本形式的组合。

红旗 CA7220 型轿车的排气系统装有前、中、后三个排气消声器（图 3－7－16）。前消声器为扩张式。壳体由内、外壳和纤维夹层构成，纤维夹层为石棉陶瓷纤维，主要起隔热作用。壳体内用两个带孔隔板隔成三个扩张室。扩张式消声器主要用来消减中、低频噪声。前消声器为全金属结构，构造简单，耐高温、耐腐蚀，使用寿命长（图 3－7－16a）。中消声器是吸收式与共振式的组合，其内部由两个多孔管和两个隔板形成两个共振室，其中装填多孔性吸声材料——岩棉。壳体也为双层结构。吸声材料能消减中、高频噪声，共振室则对共振频率附近的噪声消减效果最好。吸声材料在高温和腐蚀性气体的作用下会丧失其消声能力，所以中消声器使用寿命较短（图 3－7－16b）。后消声器是吸收式、扩张式与共振式的多种组合，其结构如图 3－7－16c）所示。排气在后消声器内循环流动，既能消减噪声，又可降低排气温度。

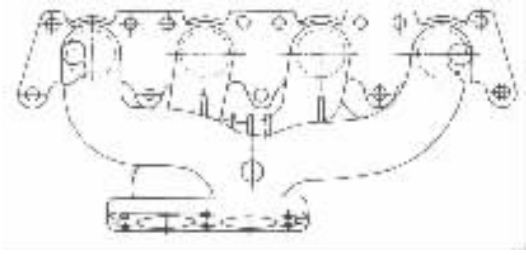


图 3－7－14 铸铁排气歧管（捷达轿车）

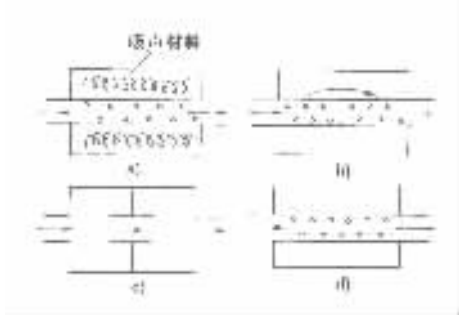


图 3－7－15 消声器的基本结构形式

a）吸收式；b）干涉式；c）扩张式；d）共振式

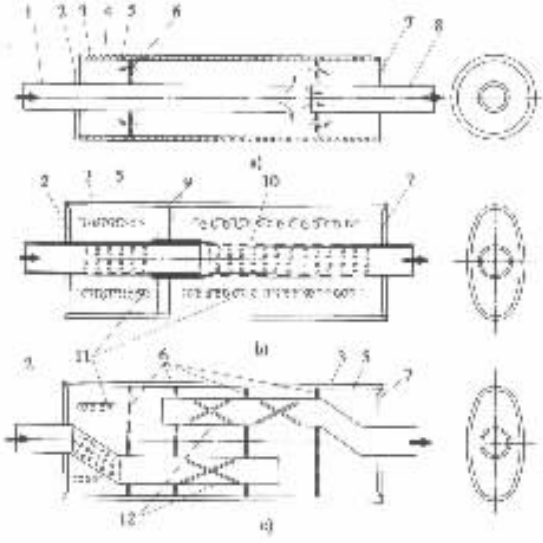


图 3－7－16 消声器结构示意图（红旗轿车）

a）前消声器；b）中消声器；c）后消声器

1－进气管；2－前端盖；3－外壳；4－纤维夹层；5－内壳；6－多孔隔板；7－后端盖；8－出气管；9－隔板；10－带孔管；11－吸声材料；12－带缝管

第三节　排气净化装置

随着汽车保有量的与日俱增，汽车排气对人类健康的危害及对环境的污染也日甚一日。对此，世界各国都制定了相应的法规和标准，以期把汽车有害排放物控制在较低的水平。例如，在美国特别是在加里福尼亚州，自 1990 年以来，排放标准愈益严格（表 3－7－1）。为了满足排放标准，必须对发动机排气进行净化。近几年来，汽车界开发和创制出许多净化排气的新技术和新装置。本节只介绍安装在发动机外部的排气净化装置，诸如恒温进气系统、二次空气喷射系统、催化转换器、排气再循环系统、曲轴箱通风及汽油蒸发控制系统等。

表 3－7－1　美国及加州 1990～2000 年的排放标准

	排放量（g/km）		
	HC	CO	NO_x
1990 年——美国	0.225	2.1	0.62
1993 年——加里福尼亚州	0.155	2.1	0.25
1994 年——美国	0.155	2.1	0.25
1994 年——过渡性低排放汽车	0.078	2.1	0.25
1997 年——低排放汽车	0.047	2.1	0.125
2000 年——超低排放汽车	0.025	1.05	0.125

一、发动机的有害排放物

以活塞式内燃机为动力的汽车是城市大气的主要污染源之一。汽车排放的污染物主要有一氧化碳（CO）、碳氢化合物（HC）、氮氧化合物（NO_x）和微粒。

CO 是燃油的不完全燃烧产物，是一种无色无臭无味的气体。它与血液中血红素的亲和力是氧气的 300 倍，因此当人吸入 CO 后，血液吸收和运送氧的能力降低，导致头晕、头痛等中毒症状。当吸入含容积浓度为 0.3% 的 CO 气体时，可致人于死亡。

NO_x 主要是指 NO 和 NO_2，产生于燃烧室内高温富氧的环境中。空气中含 NO_x 达 10～20ppm 可刺激口腔及鼻粘膜、眼角膜等。当 NO_x 超过 500ppm 时，几分钟可使人出现肺气肿而死亡。

HC 包括未燃和未完全燃烧的燃油和机油蒸气。HC 和 NO_x 在阳光照射下形成光化学烟雾，其中主要的生成物是臭氧（O_3），它具有强氧化性，可使橡胶开裂，植物受害，大气能见度降低，并刺激人眼和咽喉。

微粒主要是指柴油机排气中的碳烟，而汽油机的排气微粒微不足道。微粒表面吸附的可溶性有机物对人的呼吸道有害。

当前汽车上装备的各种排气净化装置便是为了降低上述污染物的排放。

二、恒温进气系统

恒温进气系统也称进气温度自动调节系统。它是由空气加热装置又称热炉和安装在空气

试读结束：需要全本请在线购买：www.ertongbook.com

滤清器进气导流管上的控制装置构成的(图 3－7－17)。

恒温进气系统多用于化油器式或节气门体喷射式发动机上。当发动机冷起动之后,在怠速或小节气门开度下工作时,由于温度低,须供给发动机浓混合气以保持其稳定运转。但浓混合气燃烧不完全,排气中 CO 和 HC 较多。若供给稀混合气,虽然可以减少有害气体的排放,但在低温下发动机不能稳定运转。恒温进气系统的功用就是在发动机冷起动之后,向发动机供给热空气,这时即使供给的是稀混合气,热空气也能促使汽油充分汽化和燃烧,从而减少了 CO 和 HC 的排放,又改善了发动机低温运转性能。当发动机温度升高后,恒温进气系统向发动机供给未经加热的环境空气。

恒温进气控制装置在空气滤清器及进气导流管上的安装位置如图 3－7－18 所示。恒温进气控制装置的工作原理如图 3－7－19 所示。

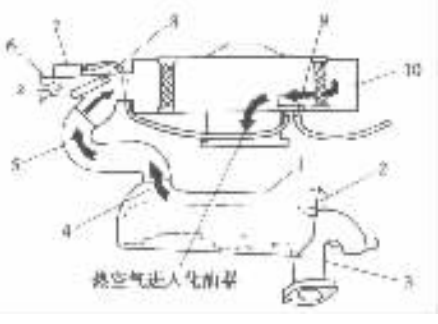


图 3－7－17 恒温进气系统示意图

1－热炉;2－冷空气入口;3－排气支管;4－热空气出口;5－热空气管;6－进气导流管;7－真空控制膜盒;8－控制阀;9－温控开关;10－空气滤清器

当发动机冷起动后汽车前罩下的环境温度低于 30%时,双金属片式温控开关 4 将通气阀 5 开启(图 3－7－19)。进气管真空度经真空软管 6 作用到真空控制膜盒 1,并吸引膜片 2 向上,膜片通过连接杆带动控制阀 9 将进气导流管 10 关闭。这时热空气从热炉经热空气管 7 进入空气滤清器(图 3－7－19a)。温度在 30～53℃之间时,温控开关根据温度的高低部分地开启通气阀,使进气管真空度只有一部分传送到控制膜盒。在此部分真空度的作用下,控制阀音盼地开启导流管。这时将有部分热空气和部分环境空气供入发动机(图 3－7－19b),使进气温度基本恒定。当进气温度超过 53℃之后,双金属片式温控开关使通气阀全闭,真空软管与膜盒隔断,在这种情况下没有真空度传到膜盒,膜片在膜片弹簧 3 的推压下向下移动。这时控制阀将进气导流管全部打开,而将热空气管完全封闭,于是进入空气滤清器的空气全部是环境空气(图 3－7－19c)。

气道燃油喷射式发动机不采用恒温进气系统。

三、二次空气喷射系统

很多汽车发动机装有二次空气喷射系统。虽然二次空气喷射系统有各种各样的结构,但其功用却基本相同,即利用空气泵将新鲜空气经空气喷管喷入排气道或催化转换器,使排气中的 CO 和 HC 进一步氧化或燃烧成为二氧化碳(CO_2)和水(H_2O)。

图 3－7－20 所示为电脑控制的二次空气喷射系统,它由空气泵 1、旁通线圈及旁通阀 2、分流线圈及分流阀 4、空气分配管 6、空气喷管 7 和单向止回阀 11 等组成。空气泵通常由发动机驱动,空气泵产生的低压空气称作二次空气。在分流阀与排气道之间以及分流阀与催化转换器之间均装有单向止回阀,以防止排气进入二次空气喷射系统。分流线圈及旁通线圈由电脑控制,当接通发动机点火开关之后,电源电压便施加到两个线圈的绕组上,电脑通过对每个绕组提供接地使线圈通电。

当发动机起动之后,电脑不使旁通线圈和分流线圈通电,于是这两个线圈同时把通向旁通阀和分流阀的真空隔断,这时空气泵送出的空气经旁通阀进入大气。这种状态称作起动工作状态,其持续时间的长短决定于发动机的温度。如果发动机温度很低,起动工作状态将持续较长时间。

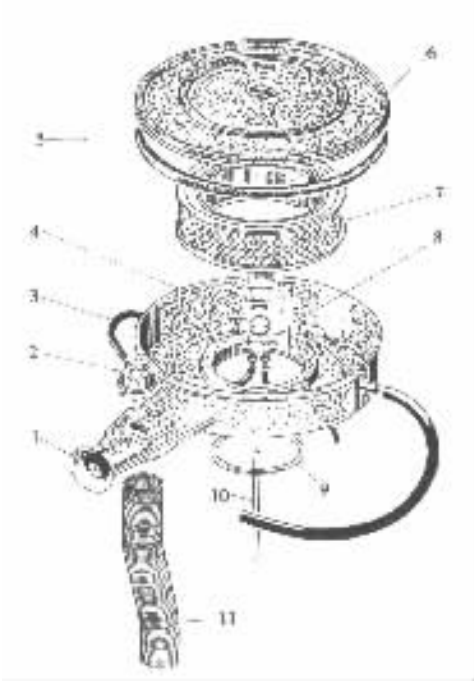


图 3－7－18　恒温进气控制装置及空气滤清器

1－进气导流管；2－真空控制膜盒；3－真空软管；4－空气滤清器外壳；5、9－密封圈；6－空气滤清器盖；7－滤芯；8－温控开关；10－双头螺柱；11－热空气管

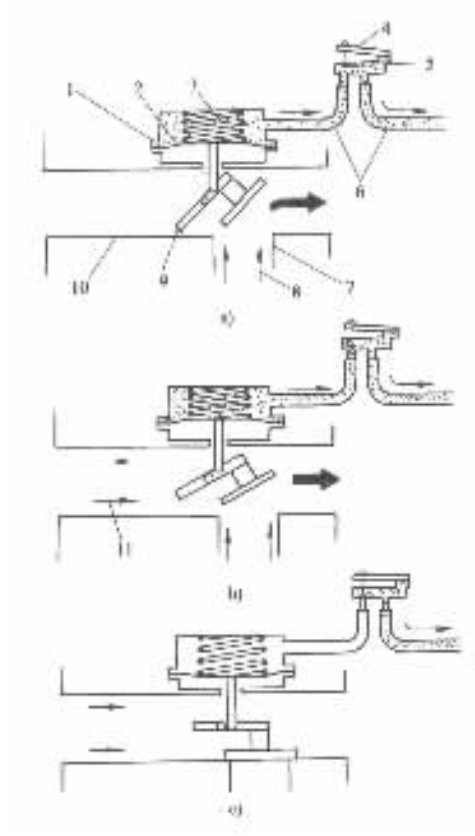


图 3－7－19　恒温进气控制装置工作原理示意图

1－真空控制膜盒；2－膜片；3－膜片弹簧；4－温控开关；5－通气阀；6－真空软管；7－热空气管；8－热空气；9－控制阀；10－进气导流管；11－环境空气

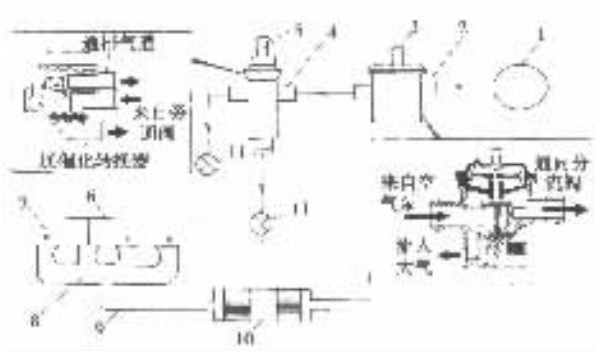


图 3－7－20　二次空气喷射系统

1－空气泵；2－旁通阀；3、5－真空管；4－分流阀；6－空气分配管；7－空气喷管；8－排气支管；9－排气管；10－催化转换器；11－单向止回阀

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

发动机在预热期间，电脑同时使旁通线圈和分流线圈通电。这时进气管真空度分别经旁通线圈和分流线圈传送到旁通阀和分流阀。空气泵送出的空气此时经旁通阀流入分流阀，再由分流阀流入空气分配管，最后由空气喷管喷入排气道。

当发动机在正常的冷却液温度下工作时，电脑只使旁通线圈通电而不使分流线圈通电，通向分流阀的真空度被分流线圈隔断。这时，空气泵送出的空气经旁通阀进入分流阀，再经分流阀进入氧化催化转换器。

四、催化转换器

催化转换器是利用催化剂的作用将排气中的 CO、HC 和 NO_x 转换为对人体无害的气体的一种排气净化装置，也称作催化净化转换器。

金属铂、钯或铑均可作催化剂。在化学反应过程中，催化剂只促进反应的进行，不是反应物的一部分。

催化转换器有氧化催化转换器和三效催化转换器。氧化催化转换器只将排气中的 CO 和 HC 氧化为 CO_2 和 H_2O，因此这种催化转换器也称做二效催化转换器。必须向氧化催化转换器供给二次空气作为氧化剂，才能使其有效地工作。三效催化转换器可同时减少 CO、HC 和 NO_x 的排放，它以排气中的 CO 和 HC 作为还原剂，把 NO_x 还原为氮（N_2）和氧（O_2），而 CO 和 HC 在还原反应中被氧化为 CO_2 和 H_2O。当同时采用两种转换器时，通常把两者放在同一个转换器外壳内，而且三效催化转换器置于氧化催化转换器前面。排气经过三效催化转换器之后，部分未被氧化的 CO 和 HC 继续在氧化催化转换器中与供入的二次空气进行氧化反应。

催化转换器有两种结构形式（图 3－7－21）。一种是颗粒型催化转换器（图 3－7－21a），其中由 100 个直径为 2～3mm 的多孔性陶瓷小球构成反应床，排气从反应床流过。另一种是整体型催化转换器（图 3－7－21b），其中是一个有很多蜂窝状小孔的陶瓷块，排气从蜂窝状小孔流过。转换器内的陶瓷小球或陶瓷块小孔表面有一层薄薄的铂、钯或铑的镀层。小球或陶瓷块均装在不锈钢外壳内。与颗粒型催化转换器相比，整体型催化转换器有体积小、与排气接触的表面积大和排气阻力小等优点。

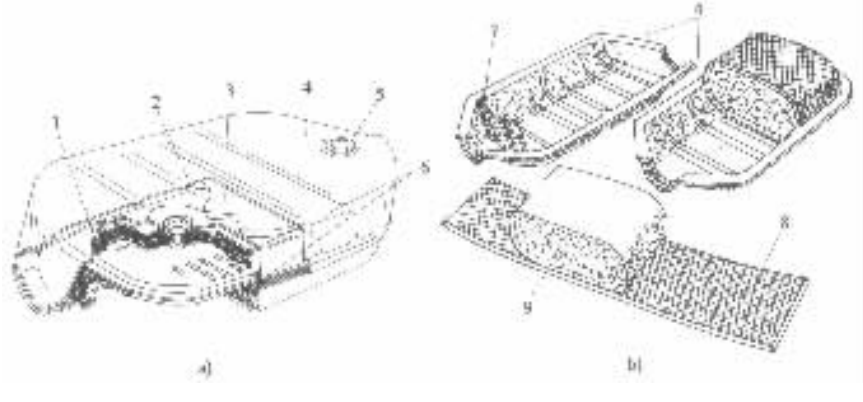


图 3－7－21 三效催化转换器结构

a）颗粒型催化转换器（凯迪拉克）；b）整体型催化转换器（克莱斯勒）

1－陶瓷小球保持架；2－内壳；3－隔热层；4－外壳；5－填料孔螺塞；6－陶瓷小球；7－分流器；8－金属网；9－带蜂窝状小孔的陶瓷块

催化转换器的使用条件相当严格。首先，装用催化转换器的发动机只能使用无铅汽油。如果使用加铅汽油，铅覆盖在催化剂表面将使催化剂失效。其次，仅当温度超过 350℃时，催化转换器才起催化反应。温度较低时，转换器的转换效率急剧下降。因此，催化转换器都安装在温度较高的排气支管后面。第三，必须向装有三效催化转换器的发动机供给理论混合比的混合气，才能保证三效催化转换器有较好的转换效果。如果混合气成分不是理论混合比，那么，CO 和 HC 的氧化反应或 NO_x 的还原反应不可能进行得很完全。另外，发动机调节不当，如混合气过浓或气缸缺火，都将引起转换器严重过热。

五、柴油机微粒过滤器

微粒是柴油机排放的突出问题。对车用柴油机排气微粒的处理，主要采用过滤法。微粒过滤器的滤芯由多孔陶瓷制造，它有较高的过滤效率。排气穿过多孔陶瓷滤芯进入排气管，而微粒则滞留在滤芯上。过滤器工作一段时间后，需及时清除存积在滤芯上的微粒，以恢复过滤器的工作能力和减小排气阻力。为此，在过滤器入口处设置一个燃烧器，通过喷油器向燃烧器内喷入少量燃油，并供入二次空气，利用火花塞或电热塞将其点燃，将滞留在滤芯上的微粒烧掉(图 3－7－22)。

六、排气再循环(EGR)系统

排气再循环是指把发动机排出的部分废气回送到进气支管，并与新鲜混合气一起再次进入气缸。由于废气中含有大量的 CO_2，而 CO_2 不能燃烧却吸收大量的热，使气缸中混合气的燃烧温度降低，从而减少了 NO_x 的生成量。排气再循环是净化排气中 NO_x 的主要方法。

在新鲜的混合气中掺入废气之后，混合气的热值降低，致使发动机的有效功率下降。为了作到既能减少 NO_x 的排放，又能保持发动机的动力性，必须根据发动机运转的工况对再循环的废气量加以控制。NO_x 的生成量随发动机负荷的增大而增多，因此，再循环的废气量也应随负荷而增加。在暖机期间或怠速时，NO_x 生成量不多，为了保持发动机运转的稳定性，不进行排气再循环。在全负荷或高转速下工作时，为了使发动机有足够的动力性，也不进行排气再循环。

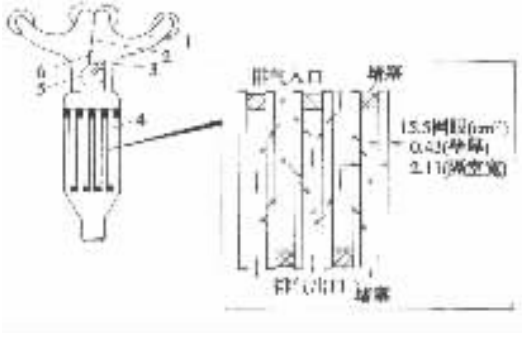


图 3－7－22　柴油机微粒过滤器

1－排气支管；2－燃油；3－电热塞；4－滤芯；5－燃烧器；6－喷油器

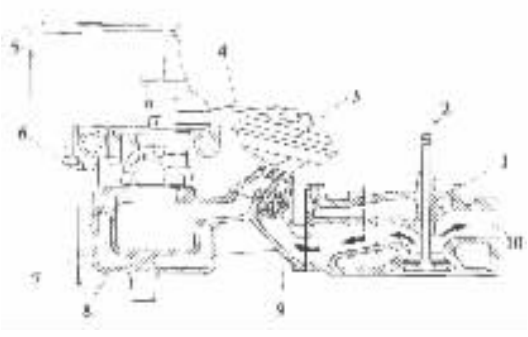


图 3－7－23　EGR 阀的安装位置(GM2.5L)

1－气缸盖；2－排气门；3－EGR 阀；4－真空传送管；5－空气滤清器；6－节气门体；7－水套；8－进气支管；9－排气再循环通道；10－排气道

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

再循环的废气量由排气再循环(EGR)阀自动控制。由真空操纵的 EGR 阀有传统式及排气背压传送式两种。EGR 阀安装在排气再循环通道上(图 3－7－23),排气再循环通道的一端连接排气门,另一端通进气支管。当 EGR 阀开启时,部分废气将从排气门经排气再循环通道进入进气支管。

传统式 EGR 阀的结构及其工作原理如图 3－7－24 所示。进气管真空度经真空传送管 1 传入膜片室 2。当真空度较小或没有真空度时,在膜片弹簧 3 的作用下,锥阀 6 将排气再循环通道关闭(图 3－7－24a);当真空度较大时,膜片 4、膜片推杆 5 和锥阀 6 一起向上提起,将排气再循环通道打开(图 3－7－24b)。排气再循环通道开启的程度决定于进气管真空度的大小,因此当节气门开度和发动机转速变化时,再循环的废气量将会自动地得到调节。

有的 EGR 阀利用排气背压传送阀(BPV)来调节作用在 EGR 阀膜片上的真空度,其中正背压 EGR 阀便属这类装置。

正背压 EGR 阀的结构及工作原理如图 3－7－25 所示。在膜片 10 的上方设有通气阀 3(排气背压传送阀),在膜片上加工有通气孔 6,当通气阀开启时,膜片室 2 与大气连通。在通气阀下面装有通气阀弹簧 5,使通气阀保持常开。发动机工作时,排气再循环通道内的排气压力经膜片推杆 7 的中心孔作用在膜片上。当发动机转速较低或节气门开度很小时,排气压力不大,不足以使通气阀关闭。这时由于膜片室与大气连通,致使传到膜片室的真空度被减弱或消除,锥阀 8 保持关闭(图 3－7－25a)。当排气压力增大时,膜片被推动向上并将通气阀关闭,使膜片室与大气的通路隔断。这时进气管真空度传到膜片室,吸引膜片、膜片推杆和锥阀一起向上提起,使排气再循环通道开启(图 3－7－25b)。

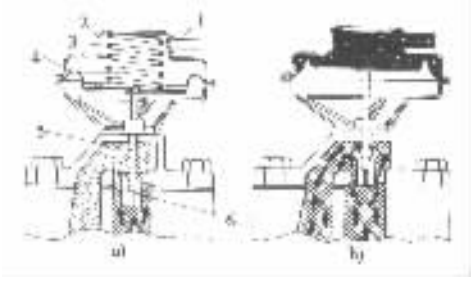


图 3－7－24 传统式 EGR 阀(奥兹莫比)

1－真空传送管;2－膜片室;3－膜片弹簧;4－膜片;5－膜片推杆;6－锥阀

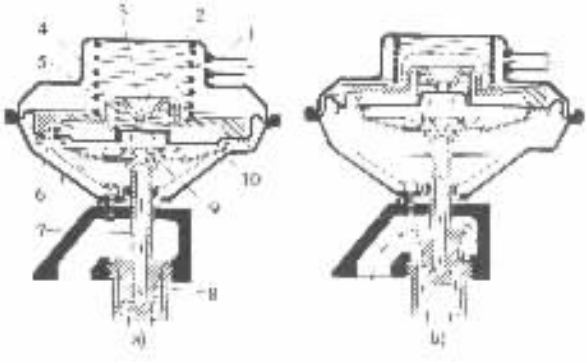


图 3－7－25 正背压 EGR 阀(雪佛兰)

1－真空传送管;2－膜片室;3－通气阀;4－膜片弹簧;5－通气阀弹簧;6－通气孔;7－膜片推杆;8－锥阀;9－导流板;10－膜片

第四节 强制式曲轴箱通风系统

强制式曲轴箱通风系统又称 PEV 系统。在发动机工作时,会有部分可燃混合气和燃烧产物经活塞环由气缸窜入曲轴箱内。当发动机在低温下运行时,还可能有液态燃油漏入曲轴箱。这些物质如不及时清除,将加速机油变质并使机件受到腐蚀或锈蚀。又因为窜入曲轴箱内的气体中含有 HC 及其它污染物,所以不准许把这种气体排放到大气中。现代汽车发动机所采用的强制式曲轴箱通风系统就是防止曲轴箱气体排放到大气中的净化装置。

PCV 系统的组成如图 3－7－26 所示。当发动机工作时，进气管真空度作用到 PCV 阀 6，此真空度还吸引新鲜空气经空气滤清器 1、空气软管 2 进入气缸盖罩 5 内，再由气缸盖和机体上的孔道进入曲轴箱。在曲轴箱内新鲜空气与曲轴箱气体混合后经气缸盖罩 5、PCV 阀 6 和曲轴箱气体软管 7 进入进气管，最后经进气门进入燃烧室烧掉。

在 PCV 系统中最重要的控制元件是 PCV 阀，其功用是根据发动机工况的变化自动调节进入气缸的曲轴箱气体的数量。

1）发动机不工作时 PCV 阀的开度　当发动机不工作时，PCV 阀中的弹簧 2（图 3－7－27）将锥形阀 3 压在阀座 4 上，关闭了曲轴箱与进气支管的通路（图 3－7－27a）。

2）发动机怠速或减速时 PCV 阀的开度　在怠速或减速时，进气管真空度很大，真空度克服弹簧力把锥形阀吸向右端，使锥形阀 3 与阀体 1 之间只有很小的缝隙（图 3－7－27b）。因为发动机在怠速或减速工作时，窜入曲轴箱的气体很少，所以 PCV 阀开度虽小但足以使曲轴箱气体流出曲轴箱。

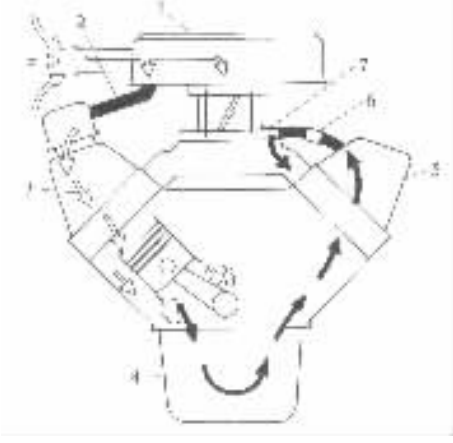


图 3－7－26　强制式曲轴箱通风系统示意图（福特）
1－空气滤清器；2－空气软管；3－新鲜空气；4－曲轴箱气体；5－气缸盖罩；6－PCV 阀；7－曲轴箱气体软管

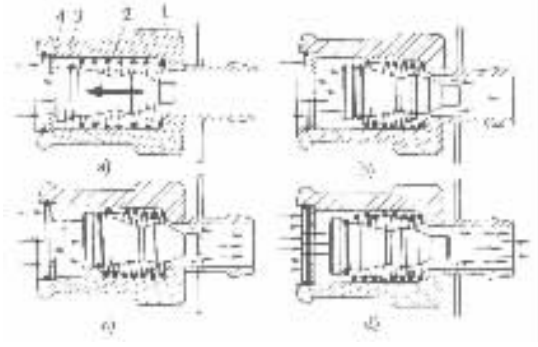


图 3－7－27　发动机各种工况下的 PCV 阀开度
1－PCV 阀体；2－弹簧；3－锥形阀；4－阀座

3）部分节气门开度时 PCV 阀的开度节气门部分开度时的进气管真空度比怠速时小，在弹簧的作用下锥形阀与阀体间的缝隙增大（图 3－7－27c）。因为在部分节气门开度下发动机的负荷比怠速时大，窜人曲轴箱的气体较多，所以较大的 PCV 阀开度可以使所有的曲轴箱气体被吸入进气管。

4）发动机在大负荷工作时 PCV 阀的开度发动机在大负荷工作时节气门大开，进气管真空度较小，弹簧将锥形阀进一步向左推移，使 PCV 阀的开度更大（图 3－7－27d）。因为大负荷时将产生更多的曲轴箱气体，所以只有 PCV 阀的开度很大时，才能使曲轴箱气体全部流进进气管。

5）进气管回火时 PCV 阀的开度若进气管发生回火，进气管压力增高，锥形阀落在阀座上，如同发动机不工作时一样，以防止回火进入曲轴箱而引起发动机爆炸。

当活塞或气缸严重磨损时，将有过多的气体窜入曲轴箱，这时既使 PCV 阀开度最大也不足以使这些气体都流入进气管。在这种情况下，曲轴箱压力将会升高，部分曲轴箱气体经空气软管进入空气滤清器，再随同新鲜空气一起流入气缸（图 3－7－26）。

本能分享网 www.bxnxw.com 免费下载

第五节 汽油蒸发控制系统

汽油箱和化油器浮子室中的汽油随时都在蒸发汽化，若不加以控制或回收，则当发动机停机时，汽油蒸气将逸入大气，造成对环境的污染。汽油蒸发控制系统的功用便是将这些汽油蒸气收集和储存在炭罐内，在发动机工作时再将其送入气缸烧掉。

典型的汽油蒸发控制系统如图 3－7－28 所示。炭罐 5 内填满活性炭 6。当发动机停机后，汽油箱 1 中的汽油蒸气经气－液分离器 3 和汽油蒸气管 4 进入炭罐 5。浮子室 12 中的汽油蒸气则经汽油蒸气管 15 进入炭罐。汽油蒸气进入炭罐后被其中的活性炭吸附。当发动机起动之后，进气管真空度经真空软管 10 传送到限流阀 8，在进气管真空度的作用下，限流阀膜片上移并将限流孔开启。与此同时，新鲜空气自炭罐底部经滤网 7 向上流。过炭罐，并携带吸附在活性炭表面的汽油蒸气经限流孔和汽油蒸气管 9 进入进气歧管。

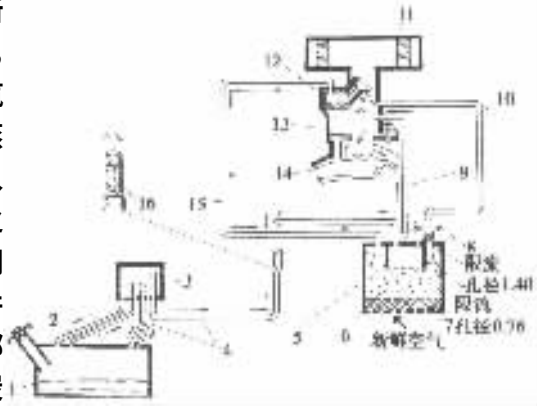


图 3－7－28 汽油蒸发控制系统

1－汽油箱；2－回油管；3－气－液分离器；4、9、15－汽油蒸气管；5－炭罐；6－活性炭；7－滤网；8－限流阀；10－真空软管；11－空气滤清器；12－浮子室；13－化油器；14－进气歧管；16－节流阀

1. 炭罐

炭罐的外壳一般由塑料制造，内部填充活性炭颗粒。炭罐顶部有限流阀，用来控制进入进气歧管的汽油蒸气及空气的数量。发动机怠速时，传送到限流阀膜片室的真空度很小，致使孔径为 1.40mm 的限流孔关闭，只有少量的汽油蒸气及空气从孔径为 0.76mm 的限流孔流入进气歧管，以免破坏怠速时混合气的空燃比。发动机在大负荷或高转速工作时，作用在限流阀膜片上的真空度增大，限流阀全开，大量的汽油蒸气及空气同时经两个限流孔流入进气歧管。

2. 气－液分离器

气－液分离器用来分离液态汽油和汽油蒸气，以防止液态汽油流入炭罐。分离器安装在汽油箱顶部，主要由一组出口朝上的管子组成，其中三根通气管分别接在汽油箱的中央和两侧。这样，不论汽车如何倾斜，至少会有一根通气管高于汽油的液面，使汽油蒸气得以经汽油蒸气管 4 进入炭罐。分离出来的液态汽油从回油管 2 返回汽油箱。

汽油蒸发控制系统有各种各样的结构形式，但其作用只有一个，即消除 HC 从汽油箱和化油器浮子室向大气的排放。

第八章　发动机冷却系统

第一节　冷却系统的功用及组成

一、冷却系统的功用

冷却系统的功用是使发动机在所有工况下都保持在适当的温度范围内。冷却系统既要防止发动机过热，也要防止冬季发动机过冷。在冷发动机起动之后，冷却系统还要保证发动机迅速升温，尽快达到正常的工作温度。

在发动机工作期间，最高燃烧温度可能高达 2500℃，即使在怠速或中等转速下，燃烧室的平均温度也在 1000℃以上。因此，与高温燃气接触的发动机零件受到强烈的加热。在这种情况下，若不进行适当的冷却，发动机将会过热，工作过程恶化，零件强度降低，机油变质，零件磨损加剧，最终导致发动机动力性、经济性、可靠性及耐久性的全面下降。但是冷却过度也是有害的。过度冷却或使发动机长时间在低温下工作，均会使散热损失及摩擦损失增加，零件磨损加剧，排放恶化，发动机工作粗暴，发动机功率下降及燃油消耗率增加。

二、水冷系统的组成

发动机的冷却系统有风冷与水冷之分，以空气为冷却介质的冷却系统称风冷系统；以冷却液为冷却介质的为水冷系统。汽车发动机尤其是轿车发动机大都采用水冷系统，只有少数汽车发动机采用风冷系统。

汽车发动机的水冷系统均为强制循环水冷系统，即利用水泵提高冷却液的压力，强制冷却液在发动机中循环流动。这种系统的组成如图 3－8－1 所示，其中包括水泵、散热器、冷却风扇、节温器、补偿水桶、发动机机体和气缸盖中的水套以及其它附加装置等。

冷却液在冷却系统中的循环路径如图 3－8－2 所示。冷却液在水泵 5 中增压后，经分水管 10 进入发动机的机体水套 9。冷却液从水套壁周围流过并从水套壁吸热而升温。然后向上流入气缸盖水套 7，从气缸盖水套壁吸热之后经节温器 6 及散热器进水软管流入散热器 2。在散热器中冷却液向流过散热器周围的空气散热而降温，最后冷却液经散热器出水软管返回水泵，如此循环不止。

在汽车行驶或冷却风扇工作时，空气从散热器周围高速流过以增强对冷却液的冷却。铜制或不锈钢制的分水管或直接铸在机体上的分水道，沿其纵向开有出水孔，并与机体水套相通，离水泵越远出水孔越大，其数目通常与气缸数相同。分水管或分水道的作用是使多缸发动机各气缸的冷却强度均匀一致。

有些发动机的水冷系，其冷却液的循环流动方向与上述相反，可称其为逆流式水冷系。在这种水冷系中，温度较低的冷却液首先被引入气缸盖水套，然后才流过机体水套。由于它改善了燃烧室的冷却而允许发动机有较高的压缩比，从而可以提高发动机的热效率和功率。

本电子书 www.chinaxiu.com 免费下载

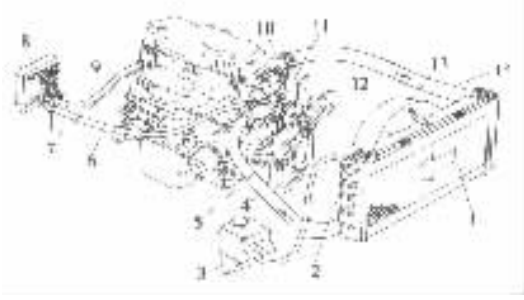


图 3－8－1 汽车发动机水冷系统的组成

1－散热器；2－散热器盖；3－补偿水桶；4－散热器出水软管；5－风扇传动带；6－暖风机出水软管；7－管箍；8－暖风机芯；9－暖风机进水软管；10－节温器；11－水泵；12－冷却风扇；13－护风圈；14－散热器进水软管

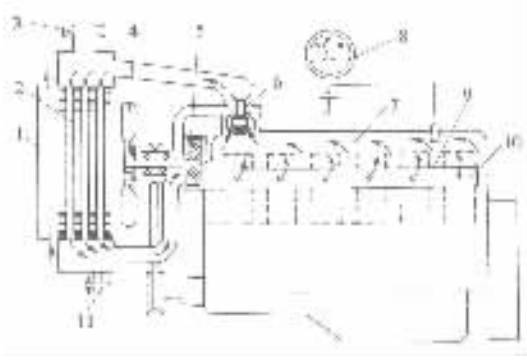


图 3－8－2 冷却液在强制循环水冷系统中的流动

1－百叶窗；2－散热器；3－散热器盖；4－风扇；5－水泵；6－节温器；7－气缸盖水套；8－水温表；9－机体水套；10－分水管；11－放水阀

大多数汽车装有暖风系统。暖风机是一个热交换器，也可称作第二散热器。在装有暖风机的水冷系中，热的冷却液从气缸盖或机体水套经暖风机进水软管流入暖风机芯，然后经暖风机出水软管流回水泵（图 3－8－1）。吹过暖风机芯的空气被冷却液加热之后，一部分送到挡风玻璃除霜器，一部分送入驾驶室或车厢。

三、冷却液

冷却液是水与防冻剂的混合物。冷却液用水最好是软水，否则将在发动机水套中产生水垢，使传热受阻，易造成发动机过热。

纯净水在 0℃时结冰。如果发动机冷却系统中的水结冰，将使冷却水终止循环而引起发动机过热。尤其严重的是水结冰时体积膨胀，可能将机体、气缸盖和散热器胀裂。为了适应冬季行车的需要，在水中加人防冻剂制成冷却液以防止循环冷却水的冻结。最常用的防冻剂是乙二醇。冷却液中水与乙二醇的比例不同，其冰点也不同（表 3－8－1）。50％的水与 50％的乙二醇混合而成的冷却液，其冰点约为－35.5℃。

表 3－8－1 冷却液的冰点与乙二醇质量分数的关系

冷却液冰点/℃	乙二醇的质量分数（％）	水的质量分数（％）	密度（kg/m³）
－10	26.4	73.6	1.0340
－20	36.4	63.8	1.0506
－30	45.6	54.4	1.0627
－40	52.6	47.7	1.0713
－50	58.0	42.0	1.0780
－60	63.1	36.9	1.0833

在水中加入防冻剂还同时提高了冷却液的沸点。例如，含 50％乙二醇的冷却液在大气压力下的沸点是 103℃。因此，防冻剂有防止冷却液过早沸腾的附加作用。

防冻剂中通常含有防锈剂和泡沫抑制剂。防锈剂可延缓或阻止发动机水套壁及散热器的锈蚀或腐蚀。冷却液中的空气在水泵叶轮的搅动下会产生很多泡沫，这些泡沫将妨碍水套壁的散热。泡沫抑制剂能有效地抑制泡沫的产生。在使用过程中，防锈剂和泡沫剂会逐渐消耗殆尽，因此，定期更换冷却液是十分必要的。

在防冻剂中一般还要加入着色剂，使冷却液呈蓝绿色或黄色以便识别。

第二节　水冷系统主要部件的构造

一、散热器

1. 散热器及散热器芯的结构形式

发动机水冷系统中的散热器由进水室、出水室及散热器芯等三部分构成（图 3－8－3）。冷却液在散热器芯内流动，空气在散热器芯外通过。热的冷却液由于向空气散热而变冷，冷空气则因为吸收冷却液散出的热量而升温，所以散热器是一个热交换器。

按照散热器中冷却液流动的方向可将散热器分为纵流式和横流式两种。纵流式散热器芯竖直布置，上接进水室，下连出水室，冷却液由。进水室自上而下地流过散热器芯进入出水室（图 3－8－3a）。横流式散热器芯横向布置，左右两端分别为进、出水室，冷却液自进水室经散热器芯到出水室横向流过散热器（图 3－8－3b）。大多数新型轿车均采用横流式散热器，这可以使发动机罩的外廓较低，有利于改善车身前端的空气动力性。

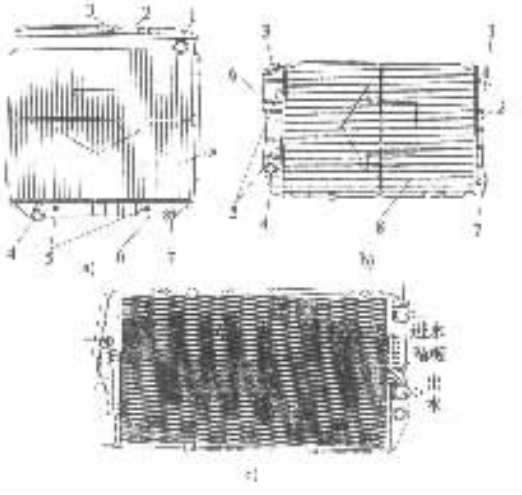


图 3－8－3　散热器结构形式

a）纵流式散热器；b）、c）横流式散热器

1－进水口；2－进水室；3－散热器盖；4－出水口；5－变速器油冷却器进、出口；6－出水室；7－放水阀；8－散热器芯

红旗轿车的散热器为横流式（图 3－8－3c）。它由左右两个塑料水室与散热器芯压装而成。右水室中部有隔板，从进水口进入的冷却液由于受隔板的阻挡，只能从散热器芯的上半部横向流入左水室，再经散热器芯的下半部流回右水室，并从出水口流出。这种结构形式由于提高了冷却液在散热器内的流速而增强了散热效果。

散热器芯有多种结构形式（图 3－8－4）。管片式散热器芯由散热管和散热片组成。散热管是焊在进、出水室之间的直管，作为冷却液的通道。散热管有扁管也有圆管（图 3－8－4a、b）。扁管与圆管相比，在容积相同的情况下有较大的散热表面。铝散热器芯多为圆管。在散热管的外表面焊有散热片以增加散热面积，增强散热能力，同时还增大了散热器的刚度和强度。管片式散热器的优点是散热面积大、气流阻力小、结构刚度好及承压能力强等。

管带式散热器芯（图 3－8－4c）由散热管及波形散热带组成。散热管为扁管并与波形散热带相间地焊在一起。为增强散热能力，在波形散热带上加工有鳍片。与管片式散热器芯相比，管带式的散热能力强，制造简单，质量轻，成本低，但结构刚度差。

板式散热器芯（图 3－8－4d）的冷却液通道由成对的金属薄板焊合而成。这种散热器芯

机械工业出版社 www.cmpbook.com 免费下载

散热效果好，制造简单，但焊缝多不坚固，容易沉积水垢且不易维修。

管片式及管带式散热器芯有单列、双列（图 3－8－4b）、c）及三列散热管（图 3－8－4a）之分。实践证明，双列散热管散热器能在有限的空间内获得最好的散热效果，因此在轿车上获得了广泛的应用。

传统的散热器芯由黄铜制造，但近年来更多的是用铝制造，而且有些散热器的进、出水室由复合塑料制造，使散热器重量大为减轻。

2. 散热器盖

现代的汽车发动机强制循环水冷系都用散热器盖严密地盖在散热器加冷却液口上，使水冷系成为封闭系统，通常称这种水冷系为闭式水冷系。其优点有二：①闭式水冷系可使系统内的压力提高 98～196kPa，冷却液的沸点相应地提高到 120%左右，从而扩大了散热器与周围空气的温差，提高了散热器的换热效率。由于散热器散热能力的增强，可以相应地减小散热器尺寸。②闭式水冷系可减少冷却液外溢及蒸发损失。

散热器盖的作用是密封水冷系并调节系统的工作压力。当把散热器盖盖在散热器加冷却液口上并锁紧时，散热器盖的上密封衬垫在压力阀弹。簧的作用下与加冷却液口的上密封面贴紧，散热器盖的下密封衬垫与加冷却液口的下密封面贴紧，这时水冷系被封闭。散热器盖的结构及工作原理如图 3－8－5 所示。

当发动机工作时，冷却液的温度逐渐升高。由于冷却液容积膨胀使冷却系统内的压力增高。当压力超过预定值时，压力阀开启，一部分冷却液经溢流管流入补偿水桶，以防止冷却液胀裂散热器。当发动机停机后，冷却液的温度下降，冷却系内的压力也随之降低。当压力降到大气压力以下出现真空时，真空阀开启，补偿水桶内的冷却液部分地流回散热器，可以避免散热器被大气压力压坏。

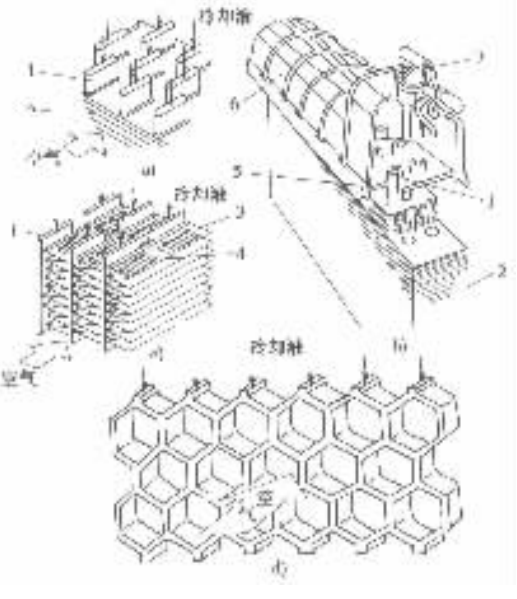


图 3－8－4 散热器芯结构形式

a）管片式（扁管）；b）管片式（圆管）；c）管带式；d）板式

1－散热管；2－墩热片；3－散热带；4－鳍片；5－环氧树脂密封；6－塑料进水室；7－放气阀

3. 补偿水桶

补偿水桶由塑料制造并用软管与散热器加冷却液口上的溢流管连接（图 3－8－1）。其作用已如上述，即当冷却液受热膨胀时，部分冷却液流入补偿水桶；而当冷却液降温时，部分冷却液又被吸回散热器，所以冷却液不会溢失。补偿水桶内的液面有时升高，有时降低，而散热器却总是为冷却液所充满。在补偿水桶的外表面上刻有两条标记线“低”线和“高”线，补偿水桶内的液面应位于两条标记线之间。若液面低于“低”线时，应向桶内补充冷却液。在向桶内添加冷却液时，液面不应超过“高”线。

补偿水桶还可消除水冷系中的所有气泡。不论水冷系中有空气泡或蒸气泡都会降低传热效果。当水冷系中有空气时还会增进金属的腐蚀。

4. 散热器百叶窗

有些货车和大客车发动机在散热器前面装有百叶窗，其作用是通过改变吹过散热器的空

气流量来调节发动机的冷却强度，以保证发动机经常在适当的温度范围内工作。在发动机冷起动或暖车期间，冷却液的温度较低，这时将百叶窗部分或完全关闭，以减少吹过散热器的空气流量，使冷却液的温度迅速升高。

百叶窗可由驾驶员通过驾驶室内的手柄来操纵其开闭，也可用感温器自动控制。图 3－8－6 所示为货车上使用的散热器百叶窗的自动控制系统。控制系统中的感温器安装在散热器进水管上，用来感受来自发动机的冷却液温度。在发动机冷起动及暖车期间百叶窗关闭。当发动机达到正常工作温度后，感温器打开空气阀，使制动空气压缩机产生的压缩空气进入空气缸，并推动空气缸内的活塞连同调整杆一起下移，带动杠杆使百叶窗开启。

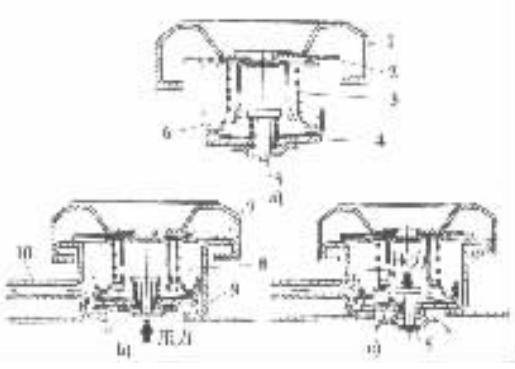


图 3－8－5　散热器盖结构及其工作原理

a)散热器盖结构；b)压力阀开启；c)真空阀开启

1－散热器盖；2－上密封衬垫；3－压力阀弹簧；4－下密封衬垫；5－真空阀；6－压力阀；7－加冷却液口上密封面；8－加冷却液口；9－加冷却液口下密封面；10－溢流管

二、冷却风扇

1. 风扇的功用及结构

冷却风扇置于散热器后面(图 3－8－7)。当发动机在车架上纵向布置时，风扇一般安装在水泵轴上，并由驱动水泵和发电机的同一根 V 带传动。风扇的功用是当风扇旋转时吸进空气使其通过散热器，以增强散热器的散热能力，加速冷却液的冷却。汽车发动机水冷系多采用低压头、大风量、高效率的轴流式风扇，即风扇旋转时，空气沿着风扇旋转轴的轴线方向流动。在风扇外围装设导风罩 3，使风扇 4 吸进的空气全部通过散热器 1，以提高风扇效率。

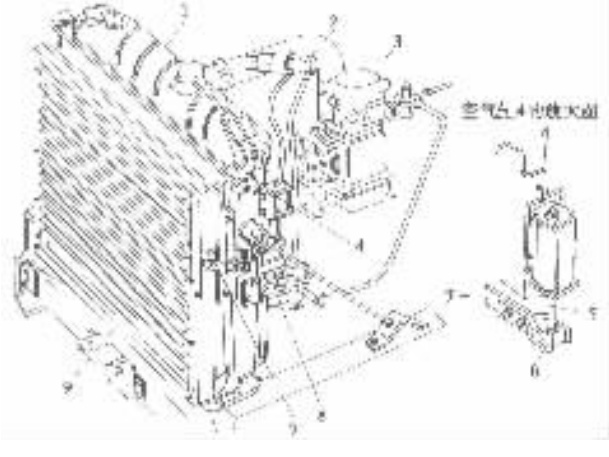


图 3－8－6　百叶窗自动控制系统

1－散热器；2－感温器；3－制动空气压缩机；4－空气缸；5－调整杆；6－调整螺母；7－杠杆；8－空气滤清器；9－百叶窗

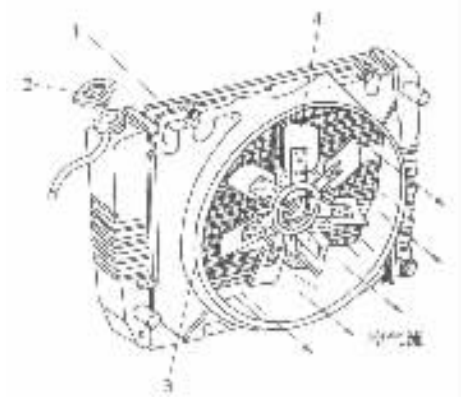


图 3－8－7　冷却风扇与导风罩

1－散热器；2－散热器盖；3－导风罩；4－风扇

风扇的扇风量主要与风扇直径、转速、叶片形状、叶片安装角及叶片数有关。叶片的断面形状有圆弧形和翼形两种(图 3－8－8)，前者由薄钢板冲压而成，后者用塑料或铝合金铸制。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

翼形风扇效率高、消耗功率少，在轿车和轻型汽车上得到了广泛的应用。一般叶片与风扇旋转平面成 30°～45°角（叶片安装角）。叶片数为 4、5、6 或 7 片。叶片之间的间隔角或相等，或不相等。间隔角不等的叶片可以减小叶片旋转时的振动和噪声。

2. 硅油风扇离合器

汽车在行驶过程中，由于环境条件和运行工况的变化，发动机的热状况也在改变。因此，必须随时调节发动机的冷却强度。例如，在炎热的夏季发动机在低速大负荷下工作冷却液的温度很高时，风扇应该高速旋转以增加冷却风量，增强散热器的散热能力。而在寒冷的冬天冷却液的温度较低时，或在汽车高速行驶有强劲的迎面风吹过散热器时，风扇继续工作就变得毫无意义了，不仅白白消耗发动机功率而且还产生很大的噪声。试验证明，水冷系只有 25% 的时间需要风扇工作，而在冬季需要风扇工作的时间就更短了。因此，根据发动机的热状况随时对其冷却强度加以调节就显得十分必要了。在风扇带轮与冷却风扇之间装置硅油风扇离合器是实现这种调节的方法之一。

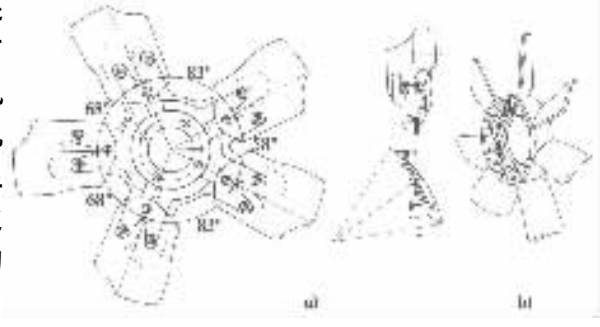


图 3－8－8 叶片断面为圆弧形和翼形的风扇

a）圆弧形叶片断面风扇；b）翼形叶片断面风扇

1）硅油风扇离合器的结构（图 3－8－9）

主动轴 11 固定在风扇带轮上由曲轴驱动。主动板 7 紧固在主动轴的左端随主动轴一起旋转。从动板 8、前盖 2 和壳体 9 用螺钉连成一体。风扇 15 固定在壳体上，壳体则通过滚珠轴承 10 支承在主动轴上。在前盖上装有螺旋形双金属感温器 4。感温器的一端固定在前盖上，另一端嵌在阀片传动销 5 中。前盖与从动板之间的空腔为贮油腔，其中贮有高粘度硅油。壳体与从动板之间的空腔为工作腔。从动板上有进油孔 *A*、回油孔 *B* 及泄油孔 *C*。

2）硅油风扇离合器的工作原理　当发动机温度低时，流过散热器的空气温度也较低，从动板 8 上的进油孔 *A* 被阀片 6 封闭。这时贮油腔内的硅油不能进入工作腔，因此工作腔内没有硅油。主动板 7 的旋转运动不能传给从动板，风扇离合器处于分离状态。这时风扇不转或在密封圈 3 及轴承 10 的摩擦力作用下转得很慢。当流过散热器的空气温度超过 65℃时，热空气吹在感温器 4 上使螺旋形双金属片发生变形，并带动阀片传动销 5 使阀片 6 转过一定的角度，从动板上的进油孔被打开，硅油从贮油腔通过进油孔进入工作腔，并流进从动板与主动板以及主动板与壳体之间的间隙内。由于硅油粘度很大，因此主动板可以通过硅油带动从动板及壳体一起高速旋转，这时离合器处于接合状态。进入工作腔的硅油在离心力的作用下被甩向外缘，经回油孔 *B* 流回贮油腔，再经进油孔流回工作腔，如此循环不止。当吹过散热器的空气温度降低到 35℃以下时，感温器操纵阀片将进油孔封闭。这时硅油不再流入工作腔，先前流入工作腔的硅油在离心力作用下返回贮油腔，直到甩空为止，离合器又处于分离状态。

3. 电动风扇

很多轿车发动机的水冷系采用电动风扇，尤其横置发动机前轮驱动的汽车更是如此。电动风扇由风扇电动机驱动并由蓄电池供电，所以风扇转速与发动机转速无关。

我国生产的红旗 CA7220、奥迪 100、捷达和桑塔纳等轿车均采用电动风扇（图 3－8－10），且风扇转速均为两档。风扇转速由温控热敏电阻开关控制。当冷却液流出散热器的温度为 92～97℃时，热敏开关接通风扇电动机的 1 档，风扇转速为 2300r/min。当冷却液温度升高到

99～105℃时，热敏开关接通风扇电动机的2档，这时风扇转速为2800r/min。若冷却液温度降到92～98℃时，风扇电动机恢复1档转速。当冷却液温度降到84～91℃时，热敏开关切断电源，风扇停转。

在有些电控系统中，电动风扇由电脑控制。冷却液温度传感器向电脑传输与冷却液温度相关的信号。当冷却液温度达到规定值时，电脑使风扇继电器搭铁，继电器触点闭合并向风扇电动机供电，风扇进入工作。

电动风扇的优点是结构简单，布置方便，不消耗发动机功率使燃油经济性得到改善。此外，由于不需要检查、调整或更换风扇传动带而减少了维修的工作量。

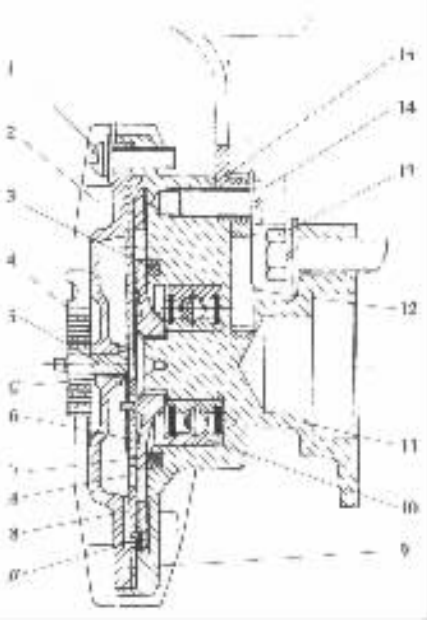


图3－8－9　硅油风扇离合器（解放CA1091型货车）

1－螺钉；2－前盖；3－毛毡密封圈；4－双金属感温器；5－阀片传动销；6－阀片；7－主动板；8－从动板；9－壳体；10－轴承；11－主动轴；12－锁止板；13－螺栓；14－内六角螺钉；15－风扇

A－进油孔；B回油孔；C－泄油孔

三、节温器

1. 节温器的功用

节温器是控制冷却液流动路径的阀门。当发动机冷起动时，冷却液的温度较低，这时节温器将冷却液流向散热器的通道关闭，使冷却液经水泵入口直接流入机体或气缸盖水套，以便使冷却液能够迅速升温。如果不装节温器，让温度较低的冷却液经过散热器冷却后返回发动机，则冷却液的温度将长时间不能升高，发动机也将长时间在低温下运转。同时，车厢内的暖风系统以及用冷却液加热的进气管、化油器预热系统都在长时间内不能发挥作用。

2. 节温器结构及工作原理

蜡式节温器有单阀型及双阀型之分，单阀蜡式节温器的结构如图8.11所示。推杆11的一端紧固在带状上支架12上，而另一端则插入感温体4内的胶管3当中。感温体支承在带状下支架13及节温器阀5之间。在感温体外壳与胶管中间充满精制石蜡。

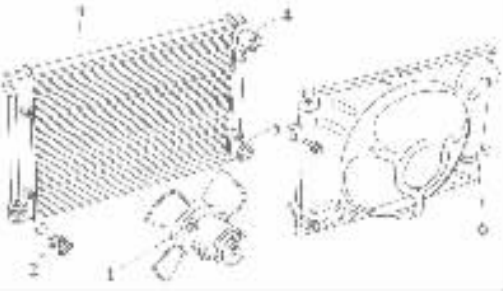


图3－8－10　电动风扇、散热器及导风罩（捷达轿车）

1－电动风扇；2－温控热敏电阻开关；3－散热器；4－散热器进水管；5－散热器出水口；6－导风罩

当冷却液温度低于规定值时，节温器感温体内的石蜡呈固态，节温器阀在弹簧的作用下关闭冷却液流向散热器的通道，冷却液经旁通孔和水泵返回发动机，进行小循环。当冷却液温度达到规定值后，石蜡开始熔化逐渐变成液体，体积随之增大并压迫橡胶管使其收缩。在橡胶管收缩的同时对推杆作用以向上的推力。由于推杆上端固定，因此，推杆对胶管和感温体产生向下的反推力使阀门开启。这时冷却液经节温器阀进入散热器，并由散热器经水泵流回发动机，进行大循环（图3－8－12）。

国产轿车捷达、桑塔纳及奥迪100型等，均采用蜡式节温器。其特性为：当冷却液温度达

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

到 85℃时，节温器阀开始打开。当温度达到 105℃时，节温器阀全开，其升程应超过 7mm。

3. 节温器的布置

一般水冷系统的冷却液都是由发动机的机体流进，从气缸盖流出。因此大多数节温器布置在气缸盖出水管路中。这种布置方式的优点是结构简单，容易排除冷却系统中的气泡。其缺点是节温器在工作时会产生振荡现象。例如，在冬季起动冷发动机时，由于冷却液温度低，节温器阀关闭。冷却液在进行小循环时，温度很快升高，节温器开启。与此同时，散热器内的低温冷却液流入机体，使冷却液又冷了下来，节温器阀重新关闭。等到冷却液温度再度升高，节温器阀又再次打开。直到全部冷却液的温度稳定之后，节温器阀才趋于稳定不再反复开闭。节温器在短时间内反复开闭的现象称作节温器振荡。当出现这种现象时，将增加汽车的燃油消耗量。

节温器也可以布置在散热器的出水管路中。这种布置方式可以减轻或消除节温器振荡现象，并能精确地控制冷却液温度，但其结构复杂，成本较高。多用于高性能的汽车及在冬季经常高速行驶的汽车上。奥迪 100 型轿车发动机的节温器即布置在散热器出口的管路中。

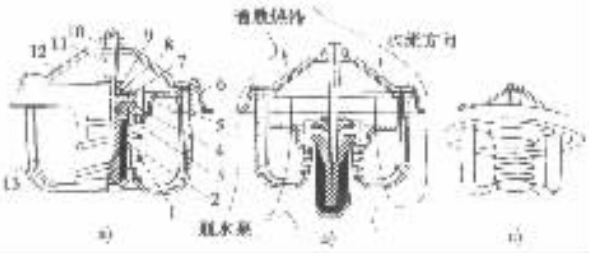


图 3－8－11 单阀蜡式节温器

a)关闭状态；b)开启状态；c)外形

1－弹簧；2－石蜡；3－胶管；4－感温体；5－节温器阀；6－阀座；7－隔圈；8－密封圈；9－节温器盖；10－螺母；11－推杆；12－上支架；13－下支架

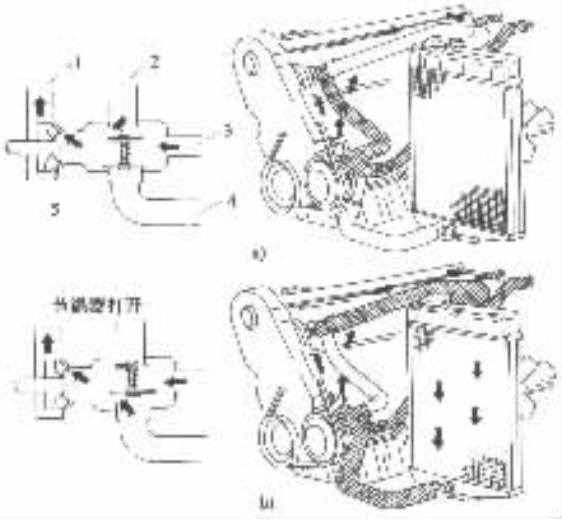


图 3－8－12 冷却液大、小循环工作状态（桑塔纳轿车）

a)小循环工作状态；b)大循环工作状态

1－通向发动机；2－来自发动机；3－来自暖风机；4－通向散热器；5－水泵

四、水泵

1. 水泵的功用

水泵的功用是对冷却液加压，保证其在冷却系统中循环流动。

2. 水泵的基本结构及工作原理

汽车发动机广泛采用离心式水泵（图 3－8－13）。其基本结构由水泵壳体 1、水泵轴 2、叶轮 3 及进、出水管等组成。当水泵叶轮按图示方向旋转时，水泵中的冷却液被叶轮带动一起旋转，并在离心力的作用下被甩向水泵壳体的边缘，同时产生一定的压力，然后从出水管流出。在叶轮的中心处由于冷却液被甩出而压力下降，散热器中的冷却液在水泵进口与叶轮中心的压差作用下经进水管流入叶轮中心。

叶轮由铸铁或塑料制造，叶轮上通常有 6～8 个径向直叶片或后弯叶片（图 3－8－14）。水泵壳体由铸铁或铝铸制，进、出水管与水泵壳体铸成一体。

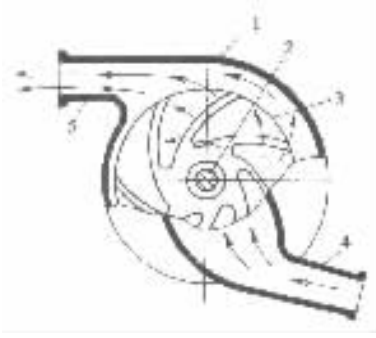


图 3－8－13　离心式水泵示意图

1－水泵壳体；2－水泵轴；3－叶轮；4－进水管；5－出水管

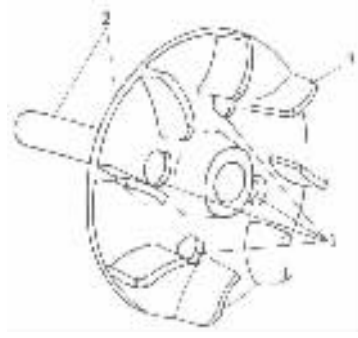


图 3－8－14　有 8 个后弯叶片的水泵叶轮

1－减压孔；2－叶轮及叶轮轴；3－叶片

3. 水泵的典型构造

图 3－8－15 所示为 EQ6100－1 型发动机采用的离心式水泵。水泵轴 12 由两个滚动轴承 11 支承在水泵壳体 1 内，轴端用半圆键 13 与安装风扇带轮的凸缘盘 14 连接。水泵轴的另一端安装水泵叶轮 2，并用螺栓 5 加以紧固。在叶轮 2 与滚动轴承 11 之间装有水封，用来防止水泵内的冷却液沿水泵轴渗漏。水封中的弹簧 7 通过水封环 18 将水封皮碗 6 的一端压在水封座圈 10 上，而将皮碗的另一端压在夹布胶木密封垫圈 3 上。夹布胶木密封垫圈在弹簧的压力下与水泵叶轮毂的端面贴合。密封垫圈上有两个凸耳卡在水泵壳体上的槽孔内。因此，在水泵工作时，水封不随水泵轴旋转。

水泵壳体上有泄水孔 C，位于水封之前。一旦有冷却液漏过水封，可从泄水孔泄出，以防止冷却液进入轴承破坏轴承润滑。如果发动机停机后仍有冷却液泄漏，则表明水封已经损坏。

离心式水泵结构简单、尺寸小、排量大且工作可靠，因此得到了广泛的应用。

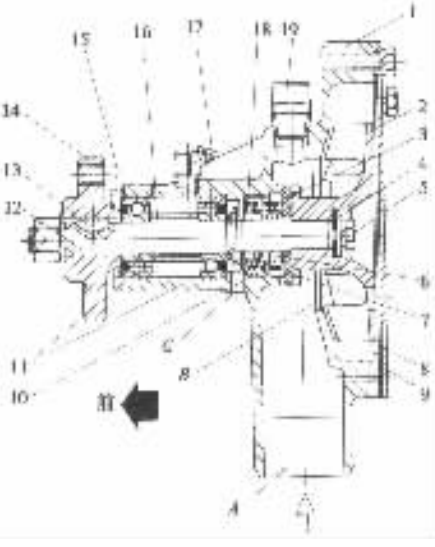


图 3－8－15　离心式水泵典型结构

（EQ6100－1 型发动机）

1－水泵壳体；2－叶轮；3－夹布胶木密封垫圈；4、8－衬垫；5－螺栓；6－水封皮碗；7－弹簧；9－水泵盖；10－水封座圈；11－滚动轴承；12－水泵轴；13－半圆键；14－凸缘盘；15－轴承卡环；16－隔离套；17－润滑脂嘴；18－水封环；19－管接头

A－进水口；B－水泵内腔；C－泄水孔

4. 水泵的驱动

水泵一般由曲轴通过 V 带驱动。传动带环绕在曲轴带轮和水泵带轮之间，因此水泵转速与发动机转速成比例。奥迪 100 型轿车发动机的水泵即由曲轴通过 V 带驱动，水泵转速为曲轴转速的 1.6 倍。

有些发动机的水泵由凸轮轴直接驱动。

五、变速器机油冷却器

装有自动变速器的汽车必须装备变速器机油冷却器，因为自动变速器中的机油可能过热。机油过热会降低变速器性能甚至造成变速器损坏。

变速器机油冷却器通常就是一根冷却管，置于散热器的出水室内（图 3－8－16），由冷却

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

液对流过冷却管的变速器机油进行冷却。在变速器和冷却器之间用金属管或橡胶软管连接。

当汽车牵引挂车时,需要对变速器机油进行附加冷却。在这种情况下,可在变速器机油冷却器的管路中串接一个外部变速器机油附加冷却器,并置于散热器前面。

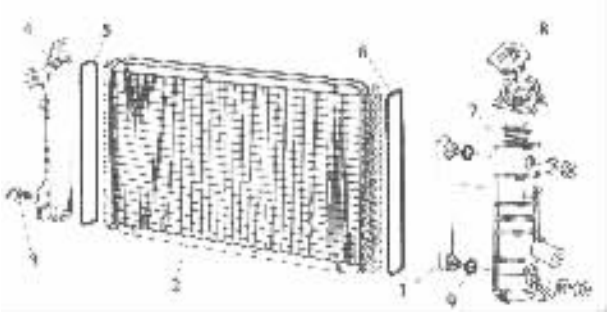


图 3－8－16 自动变速器机油冷却器

1－变速器机油冷却器;2－散热器芯;3－放水阀;4－进水室;

5、6－密封圈;7－出水室;8－散热器盖;9－O形密封圈

第三节 风冷系统

一、风冷发动机的特点

风冷发动机利用大流量风扇使高速空气流直接吹过气缸盖和气缸体的外表面。为了有效地降低受热零件的温度和改善其温度的分布,在气缸盖和气缸体的外表面精心布置了一定形状的散热片,确保发动机在最适当的温度范围内可靠地工作。

风冷发动机的主要特点是:

1)对地理环境和气候环境的适应性强 风冷发动机特别适于在沙漠或高原等缺水的地区工作。另外,在酷热的气候条件下工作不会过热,在严寒季节也不易过冷。因为散热片的温度很高,散热片与环境空气间的温差远比水冷系统中冷却液与环境空气间的温差为大,所以气温的变化对散热片与环境空气间温差的影响相对较小,即风冷发动机对气温的变化不敏感。

2)热负荷高 风冷发动机的气缸盖、气缸体等受热零件的温度高。这是因为空气的传热系数只有水的传热系数的 1/20～1/30,空气的比热容只有水的 1/4。这表明风冷发动机要得到足够的冷却,不仅要合理的布置散热片,而且需要较大的空气流量。

3)冷起动后暖机时间短 由于风冷发动机在冷起动后气缸温度上升快,在短时间内即可进入大负荷工作状态。

4)维护简便 风冷发动机由于省去了散热器和许多管道而减少了维护点,而且由于通用化、系列化的程度高,主要零件均可互换,因此拆装容易,维修简便。

二、冷却系统的布置及冷却风扇

图 3－8－17 所示为 BF8L413F 风冷柴油机冷却系统的示意图。冷却风扇位于两排气缸中间,由气缸盖、气缸体、机油冷却器、前后挡板和顶盖板等构成风压室。在气缸盖和气缸体的背风面设有挡风板,用来调节风量的分配。冷空气经冷却风扇增压后进入风压室,再由风压室流

过各个需要冷却的零部件表面。由于各零部件的通道阻力不同，因此流过的风量有多有少，以保证其适度而又可靠的冷却。

冷却风扇有轴流式和径流式两种。多缸风冷发动机采用轴流式。图 3－8－18 所示为前置静叶轮轴流压风式风扇的结构图。冷却风扇主要由静叶轮和动叶轮两部分组成。静叶轮为铝合金精密压铸件，静叶轮毂内装液力耦合器。动叶轮与风扇外壳之间的间隙很小，以提高风扇效率。动叶片与静叶片的断面均为翼形。

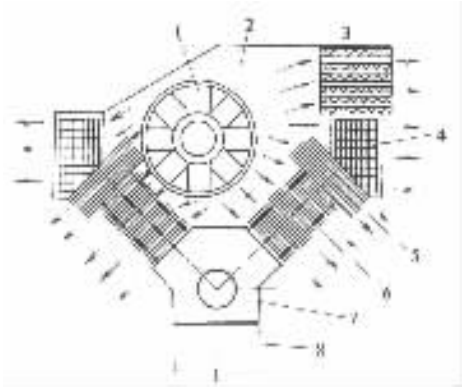


图 3－8－17　冷却系统布置示意图（BF8L413F）

1－冷却风扇；2－风室；3－液力传动油冷却器；4－机油冷却器；5－气缸盖；6－气缸体；7－曲轴箱；8－油底壳

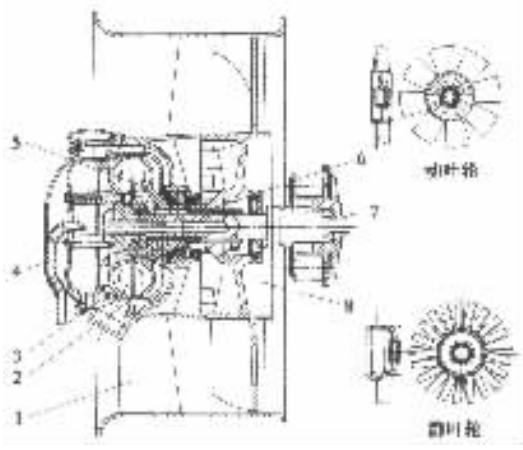


图 3－8－18　轴流式风扇（BF8L413F）

1－风扇静叶轮；2－液力耦合器盖；3－液力耦合器泵轮；4－进油管；5－液力耦合器涡轮；6－从动轴；7－驱动轴；8－风扇动叶轮

A－进油孔；*B*－出油孔

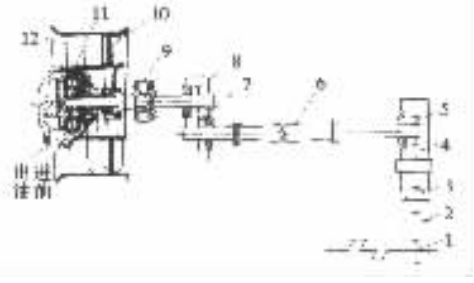


图 3－8－19　风扇的传动

1－曲轴齿轮；2－凸轮轴传动齿轮；3－喷油泵传动齿轮；4、5－增速齿轮；6－连接轴；7、8－变速齿轮；9－胶辊连轴器；10－动叶轮；11－液力耦合器；12－静叶轮

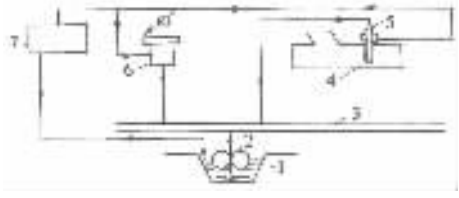


图 3－8－20　冷却强度自动调节系统示意

1－油底壳；2－机油泵；3－主油道；4－排气管；5－温控阀；6－电磁阀；7－液力耦合器

风扇的传动如图 3－8－19 所示，由发动机功率输出端曲轴齿轮 1 经凸轮轴传动齿轮 2、喷油泵传动齿轮 3、增速齿轮 4 和 5、连接轴 6、一对变速齿轮 7 和 8、胶辊连轴器 9，最后传到液力耦合器 11 的泵轮，再由泵轮耦合到涡轮和风扇动叶轮 10。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

三、冷却强度的调节

为了保持风冷发动机在不同工况下都能在最适当的温度范围内正常工作，需对其冷却强度随时进行调节。一种能随负荷变化自动调节发动机冷却强度的系统如图 3－8－20 所示。

机油泵 2 将油底壳 1 内的机油泵入主油道 3，通过外接油管引入温控阀 5，再经温控阀出口引入液力耦合器 7。温控阀装在排气管上，直接感知排气温度的变化。

当负荷增加时，排气温度升高，温控阀开度增大，进入液力耦合器的油量增多，风扇转速增高，风量增加，冷却强度增强；反之，当负荷减小时，冷却强度随之减弱。自动调节系统能够根据发动机负荷的变化，自动调节冷却风量，使柴油机始终保持在最佳的热状态。

第九章　发动机润滑系统

第一节　润滑系统的功用及组成

一、润滑系统的功用

发动机工作时，很多传动零件都是在很小的间隙下作高速相对运动的，如曲轴主轴颈与主轴承，曲柄销与连杆轴承，凸轮轴颈与凸轮轴承，活塞、活塞环与气缸壁面，配气机构各运动副及传动齿轮副等。尽管这些零件的工作表面都经过精细的加工，但放大来看这些表面却是凹凸不平的(图 3－9－1)。若不对这些表面进行润滑，它们之间将发生强烈的摩擦。金属表面之间的干摩擦不仅增加发动机的功率消耗，加速零件工作表面的磨损，而且还可能由于摩擦产生的热将零件工作表面烧损，致使发动机无法运转。

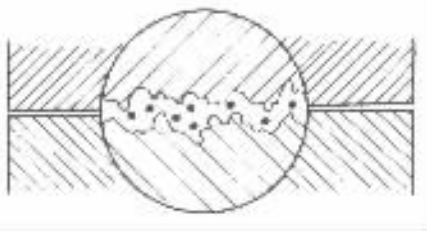


图 3－9－1　干摩擦零件表面局部放大图

润滑系统的功用就是在发动机工作时连续不断地把数量足够、温度适当的洁净机油输送到全部传动件的摩擦表面，并在摩擦表面之间形成油膜，实现液体摩擦。从而减小摩擦阻力、降低功率消耗、减轻机件磨损，以达到提高发动机工作可靠性和耐久性的目的。

二、润滑方式

由于发动机传动件的工作条件不尽相同，因此，对负荷及相对运动速度不同的传动件采用不同的润滑方式。

1)压力润滑压力润滑是以一定的压力把机油供人摩擦表面的润滑方式。这种方式主要用于主轴承、连杆轴承及凸轮轴承等负荷较大的摩擦表面的润滑。

2)飞溅润滑利用发动机工作时运动件溅泼起来的油滴或油雾润滑摩擦表面的润滑方式，称飞溅润滑。该方式主要用来润滑负荷较轻的气缸壁面和配气机构的凸轮、挺柱、气门杆以及摇臂等零件的工作表面。

3)润滑脂润滑通过润滑脂嘴定期加注润滑脂来润滑零件的工作表面，如水泵及发电机轴承等。

三、润滑系统的组成及油路

润滑系统由机油泵、机油滤清器、机油冷却器、集滤器等组成。此外，润滑系统还包括机油压力表、温度表和机油管道等。

现代汽车发动机润滑系统的油路大致相同。图 3－9－2 所示为桑塔纳轿车 JV 型 1.8L 发

试读结束：需要全本请在线购买：www.ertongbook.com 免费下载

动机润滑系统的示意图。在此系统中，曲轴的主轴颈、曲柄销、凸轮轴颈及中间轴（分电器和机油泵的传动轴）颈均采用压力润滑，其余部分则用飞溅润滑或润滑脂润滑。

当发动机工作时，机油从油底壳 4 经集滤器 3 被机油泵 2 送入机油滤清器 7。如果油压太高，则机油经机油泵上的安全阀 6 返回机油泵入口。全部机油经滤清器滤清之后进入发动机主油道 8。滤清器盖上设有旁通阀，当滤清器堵塞时，机油不经过滤清器滤清由旁通阀直接进入主油道。机油经主油道进入五条分油道 9，分别润滑五个主轴承。然后，机油经曲轴上的斜油道，从主轴承流向连杆轴承润滑连杆轴颈。主油道中的部分机油经第六条分油道供人中间轴 11 的后轴承。中间轴的前轴承由机油滤清器出油口的一条油道供油润滑。主油道的另一条分油道直通凸轮轴轴承润滑油道，此油道也有五个分油道，分别向五个凸轮轴轴承供油。在凸轮轴轴承润滑油道的后端，也就是整个压力润滑油路的终端装有最低机油压力报警开关。当发动机起动之后，机油压力较低，最低油压报警开关触点闭合，油压指示灯亮。当机油压力超过 31kPa 时，最低油压报警开关触点断开，指示灯熄灭。另外，在机油滤清器上也装有机油压力开关，当发动机转速超过 2150r/min 时，机油压力若低于 180kPa，这时开关触点闭合，报警灯闪亮，同时蜂鸣器鸣响报警。

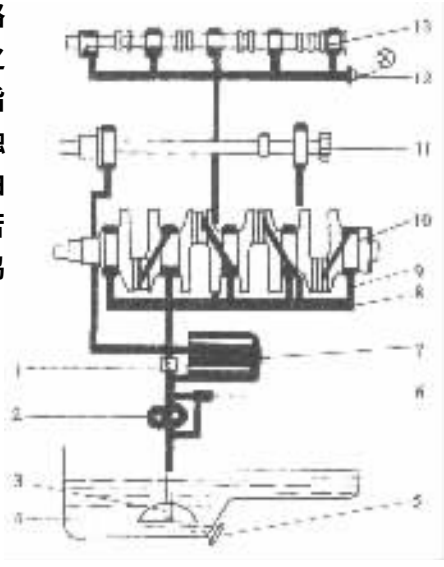


图 3－9－2 汽车发动机润滑系统示意图（上海桑塔纳轿车）

1－旁通阀；2－机油泵；3－集滤器；4－油底壳；5－放油塞；6－安全阀；7－机油滤清器；8－主油道；9－分油道；10－曲轴；11－中间轴；12－限压阀；13－凸轮轴

第二节 润滑剂

汽车发动机润滑剂包括机油和润滑脂两种。

一、机油的功用

循环在润滑系统中的机油有如下功用：

1）润滑机油在运动零件的所有摩擦表面之间形成连续的油膜，以减小零件之间的摩擦。

2）冷却机油在循环过程中流过零件工作表面，可以降低零件的温度。

3）清洗机油可以带走摩擦表面产生的金属碎末及冲洗掉沉积在气缸、活塞、活塞环及其它零件上的积炭。

4）密封附着在气缸壁、活塞及活塞环上的油膜，可起到密封防漏的作用。

5）防锈机油有防止零件发生锈蚀的作用。

二、机油的使用特性及机油添加剂

汽车发动机机油在润滑系统内循环流动，循环次数每小时可达 100 次。机油的工作条件十分恶劣，在循环过程中，机油与高温的金属壁面及空气频频接触，不断氧化变质。窜入曲轴箱内的燃油蒸气、废气以及金属磨屑和积炭等，使机油受到严重污染。另外，机油的工作温度变化范围很大：在发动机起动时为环境温度；在发动机正常运转时，曲轴箱中机油的平均温度可达 95℃或更高。同时，机油还与 180～300℃的高温零件接触，受到强烈的加热。因此，作为汽车发动机的机油，必须具备优良的使用性能。目前，汽车发动机广泛使用的机油，以从石油

中提炼出来的润滑油为基础油，再加入各种添加剂混合而成。汽车发动机用机油应具有下列使用性能：

1）适当的粘度机油粘度对发动机的工作有很大的影响。粘度过小，在高温、高压下容易从摩擦表面流失，不能形成足够厚度的油膜；粘度过大，冷起动困难，机油不能被泵送到摩擦表面。

机油的粘度随温度而变化。温度升高，粘度减小；温度降低，粘度增大。为了使机油在较宽的温度范围内都有适当的粘度，必须在基础油中加入增稠剂。添加增稠剂之后，可以使机油在高温时保持足够的粘度，而在低温时粘度增加不多。

2）优异的氧化安定性氧化安定性是指机油抵抗氧化作用不使其性质发生永久变化的能力。当机油在使用与储存过程中与空气中的氧气接触而发生氧化作用时，机油的颜色变暗，粘度增加，酸性增大，并产生胶状沉积物。氧化变质的机油将腐蚀发动机零件，甚至破坏发动机的工作。

汽车发动机，尤其是高性能发动机的机油，经常在高温下与氧气接触，这就要求机油具有优异的热氧化安定性。为此，要在机油中添加氧化抑制剂。

3）良好的防腐性机油在使用过程中不可避免地被氧化而生成各种有机酸。这类酸性物质对金属零件有腐蚀作用，可能使铜铅和镉镍一类的轴承表面出现斑点、麻坑或使合金层剥落。

为提高机油的防腐性，除加深机油的精制程度外，还要在机油中加人防腐添加剂。

4）较低的起泡性　由于机油在润滑系中快速循环和飞溅，必然会产生泡沫。如果泡沫太多，或泡沫不能迅速消除，将造成摩擦表面供油不足。控制泡沫生成的方法，是在机油中添加泡沫抑制剂。

5）强烈的清净分散性机油的清净分散性是指机油分散、疏松和移走附着在零件表面上的积炭和污垢的能力。为使机油具有清净分散性，必须加入清净分散添加剂。

6）高度的极压性在摩擦表面之间的油膜厚度小于 0.3～0.4μm 的润滑状态，称边界润滑。习惯上把高温、高压下的边界润滑，称为极压润滑。机油在极压条件下的抗摩性叫作极压性。现代汽车发动机的轴承及配气机构等零件的润滑，即为极压润滑。为了提高机油的极压性，避免在极压润滑的条件下机油被挤出摩擦表面，必须在机油中加入极压添加剂。极压添加剂与金属表面起化学反应，形成强韧的油膜，藉以提供对零件的极压保护。

三、机油的分类

国际上广泛采用美国 SAE 粘度分类法和 API 使用分类法，而且它们已被国际标准化组织（ISO）确认。

美国工程师学会（SAE）按照机油的粘度等级，把机油分为冬季用机油和非冬季用机油。冬季用机油有 6 种牌号：SAEOW、SAE5W、SAE10W、SAE15w、SAE20W 和 SAE25W。非冬季机油有 4 种牌号：SAE20、SAE30、SAE40 和 SAE50 号数较大的机油粘度较大，适于在较高的环境温度下使用。

上述牌号的机油只有单一的粘度等级，当使用这种机油时，汽车驾驶员需根据季节和气温的变化随时更换机油。目前使用的机油大多数具有多粘度等级，其牌号有 SAE5W－20、SAE10W－30、SAE15W－40、SAE20W－40 等。例如，SAE10W－30 在低温下使用时，其粘度与 SAE10W 一样，而在高温下，其粘度又与 SAE30 相同。因此，一种机油可以冬夏通用。

API 使用分类法是美国石油学会（API）根据机油的性能及其最适合的使用场合，把机油分

机械分享网 www.jixie.com 免费下载

为 S 系列和 C 系列两类。S 系列为汽油机油，目前有 SA、SB、SC、SD、SE、SF、SG 和 SH 8 个级别。

C 系列为柴油机油，目前有 CA、CB、CC、CD 和 CE 5 个级别。级号越后，使用性能越好，适用的机型越新或强化程度越高。其中，SA、SB、SC 和 CA 等级别的机油，除非汽车制造厂特别推荐，否则已不再使用。

我国的机油分类法参照采用 ISO 分类方法。GB/T 7631.3—1995 规定，按机油的性能和使用场合分为：

1）汽油机油：SC、SD、SE、SF、SG、SH 等 6 个级别。

2）柴油机油：CC、CD、CD－Ⅱ、CE、CF－4 等 5 个级别。

3）二冲程汽油机油：ERA、ERB、ERC 和 ERD 等 4 个级别。

每一种使用级别又有若干种单一粘度等级和多粘度等级的机油牌号。例如，CC 级机油有三个单一粘度等级和六个多粘度等级的机油牌号。它们分别是 30、40 和 50 号及 5W/30、5W/40、10W/30、10W/40、15W/40 和 20W/40。

我国机油使用分类与 API 使用分类的对应关系见表 3－9－1。

表 3－9－1 我国机油分类与 API 分类的对应关系

我国的分类	API 分类	我国的分类	API 分类
SC≠SC		SF = SF	
SD≠SD		CC = CC	
SE = SE		CD = CD	

四、机油的选用

1）根据汽车发动机的强化程度选用合适的机油使用级。汽油机的强化程度往往与生产年份有关。后生产的汽车比早年生产的汽车强化程度高，应选用使用级较高的机油。

柴油机的强化程度用强化系数 K 表示。强化系数按下式计算

$$K = p_{me} c_m \tau$$

式中：P_{me}——平均有效压力（MPa）；

c_m——为活塞平均速度（m/s）；

τ——为冲程系数（四冲程 $\tau = 0.5$，二冲程 $\tau = 1$）。

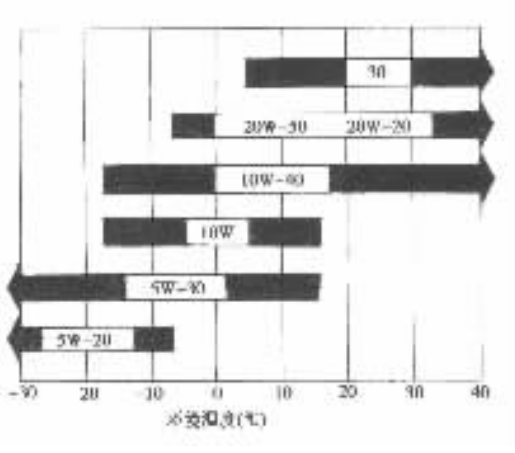


图 3－9－3 按当地环境温度选择机油

$K \leqslant 50$ 时，选用 CC 级机油；$K > 50$ 时，应选用 CD 级机油。

2）根据地区的季节气温选用适当粘度等级的机油。按当地的环境温度选用机油时，可参考图 3－9－3。

五、合成机油

合成机油是利用化学合成方法制成的润滑剂。其主要特点是有良好的粘度一温度特性，可以满足大温差的使用要求；有优良的热氧化安定性，可长期使用不需更换。使用合成机油，

发动机的燃油经济性会稍有改善，并可降低发动机的冷起动转速。目前，合成机油的价格比从石油提炼出来的机油贵。但是，随着生产规模的扩大和制造工艺的改进，合成机油的价格将会越来越便宜。未来将是合成机油的时代。

六、润滑脂

润滑脂是将稠化剂掺入液体润滑剂中所制成的一种稳定的固体或半固体产品，其中可以加入旨在改善润滑脂某种特性的添加剂。

润滑脂在常温下可附着于垂直表面而不流淌，并能在敞开或密封不良的摩擦部位工作，具有其他润滑剂所不能代替的特点。因此，在汽车的许多部位都使用润滑脂润滑。

目前，进口汽车和国产新车普遍推荐使用汽车通用锂基润滑脂（GB/T 5671—1985）。这种润滑脂具有良好的高低温适应性，可在 -30～120℃的宽阔温度范围内使用；具有良好的抗水性和防锈性能，可用于潮湿和与水接触的摩擦部位；具有良好的安定性和润滑性，在高速运转的机械部位使用，不变质、不流失，保证润滑。它能够满足我国从哈尔滨到海南岛广大地区汽车的使用要求，与使用钙基或复合钙基润滑脂比较，可以延长换油期 2 倍，使润滑和维护费下降 40%以上。

第三节　润滑系统主要部件的构造

一、机油泵

机油泵的功用是保证机油在润滑系统内循环流动，并在发动机任何转速下都能以足够高的压力向润滑部位输送足够数量的机油。

机油泵结构形式可分为齿轮式和转子式两类。齿轮式机油泵又分内接齿轮式和外接齿轮式，一般把后者称为齿轮式机油泵。

1. 齿轮式机油泵

齿轮式机油泵的工作原理如图 3-9-4 所示。在机油泵体 6 内装有一对外啮合齿轮 2 和 5，齿轮的端面由机油泵盖封闭。泵体、泵，盖和齿轮的各个齿槽组成工作腔。当齿轮按图示方向旋转时，进油腔 1 的容积由于轮齿逐渐脱离啮合而增大，腔内产生一定的真空，机油从油底壳经进油口被吸入进油腔，随后又被轮齿带到出油腔。出油腔 3 的容积由于轮齿逐渐进入啮合而减小，使机油压力升高，机油经出油口被压入发动机机体上的机油道。在发动机工作时，机油泵齿轮不停地旋转，机油便连续不断地流入机油道，经过滤清之后被送到各润滑部位。

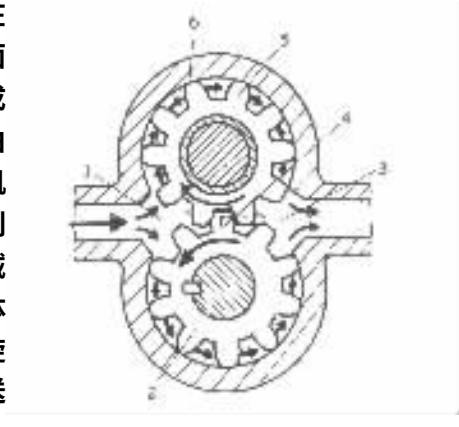


图 3-9-4　齿轮式机油泵工作原理示意图
1－进油腔；2－机油泵主动齿轮；3－出油腔；4－卸压槽；5－机油泵从动齿轮；6－机油泵体

当轮齿进入啮合时，封闭在轮齿径向间隙内的机油，压力急剧升高，使齿轮受虽很大的推力，并使机油泵轴衬套的磨损加剧。如能将径向间隙内的机油及时引出，油压自然降低。为此，特在泵盖上加工一道卸压槽

本此为试读，需要完整PDF请访问：www.ertongbook.com 免费下载

4,使轮齿径向间隙内被挤压的机油通过卸压槽流入出油腔。

齿轮式机油泵的典型结构如图 3－9－5 所示。进油口 A 经进油管与集滤器相连,出油口 B 与机体上的油道及机油滤清器相通,管接头 10 经油管与机油细滤器连接。

在机油泵体 4 上装有主动齿轮轴 1,主动齿轮轴上端通过连轴套 2 与机油泵传动轴连接,下端则用半圆键 6 与主动齿轮 5 装配在一起。从动齿轮 16 滑套在从动齿轮轴 15 上,从动齿轮轴压入泵体内。

机油泵的使用性能取决于齿轮与泵体的配合间隙。齿轮与泵体的径向间隙一般不超过 0.20mm,齿轮端面间隙不超过 0.05～0.20mm。间隙过大,机油压力降低,泵油量减少。

在泵体与泵盖之间有衬垫,既可以防止漏油,又可以用来调整齿轮的端面间隙。

齿轮式机油泵由曲轴或凸轮轴经中间传动机构驱动。汽油机的齿轮式机油泵典型的传动方式是机油泵与分电器由凸轮轴或中间轴上的曲线齿齿轮经同一个传动轴驱动(图 3－9－6)。

齿轮式机油泵的优点是效率高,功率损失小,工作可靠;缺点是需要中间传动机构,制造成本相应较高。国产桑塔纳、捷达和奥迪等轿车都采用齿轮泵。

2. 内接齿轮式机油泵

内啮合齿轮式机油泵也称内接齿轮泵,其工作原理与外啮合齿轮式机油泵或齿轮式机油泵相同。

内接齿轮泵的结构如图 3－9－7 所示。其外齿轮是主动齿轮,套在曲轴前端,通过花键由曲轴直接驱动。内接齿轮是从动齿轮,装在机油泵体内,泵体固定在机体前端。

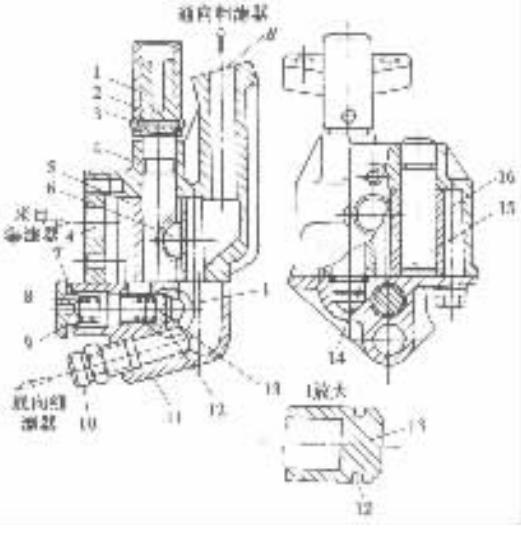


图 3－9－5 齿轮式机油泵结构

(东风 EQ6100－1 型发动机)

1－主动齿轮轴;2－连轴套;3－铆钉;4－机油泵体;5－主动齿轮;6－半圆键;7－垫片;8－限压阀弹簧;9－螺塞;10－管接头;11－机油泵盖;12－集垢槽;13－柱塞式限压阀;14－挡圈;15－从动齿轮轴;16－从动齿轮

A－进油口;B－出油口

因为内接齿轮泵由曲轴直接驱动,无需中间传动机构,所以零件数量少,制造成本低,占用空间小,使用范围广。但是这种机油泵在内、外齿轮之间有一处无用的空间,使机油泵的泵油效率降低。另外,如果曲轴前端轴颈太粗,机油泵外形尺寸随之增大,发动机驱动机油泵的功率损失也相应有所增加。

3. 转子式机油泵

转子式机油泵主要由内、外转子,机油泵体及机油泵盖等零件组成(图 3－9－8)。内转子固定在机油泵传动轴上,外转子自由地安装在泵体内,并与内转子啮合转动。内、外转子之间有一定的偏心距。一般转子式机油泵的内转子有四个或四个以上的凸齿,外转子的凹齿数比内转子的凸齿数多一个。转子的外廓形状曲线为次摆线。

转子式机油泵的工作原理如图 3－9－9 所示。当机油泵工作时,主动轴带动内转子旋转,内转子则带动外转子朝同一方向转动。由于内、外转子工作面的轮廓是一对共轭曲线,因此可以保证两个转子相互啮合时既不干涉也不脱离。内、外转子间的接触点将外转子的内腔分成四个工作腔。当某一工作腔转过进油口时,容积增大,产生真空,机油经进油口被吸入工作腔

内。当该工作腔转过出油口时，容积减小，油压升高，机油经出油口被压出。

转子式机油泵的优点是结构紧凑，供油量大，供油均匀，噪声小，吸油真空度较高。因此，当机油泵安装在曲轴箱以外或安装位置较高时，采用转子式机油泵比较合适。其缺点是内、外转子啮合表面的滑动阻力比齿轮泵大，因此，功率消耗较大。

4. 安全阀

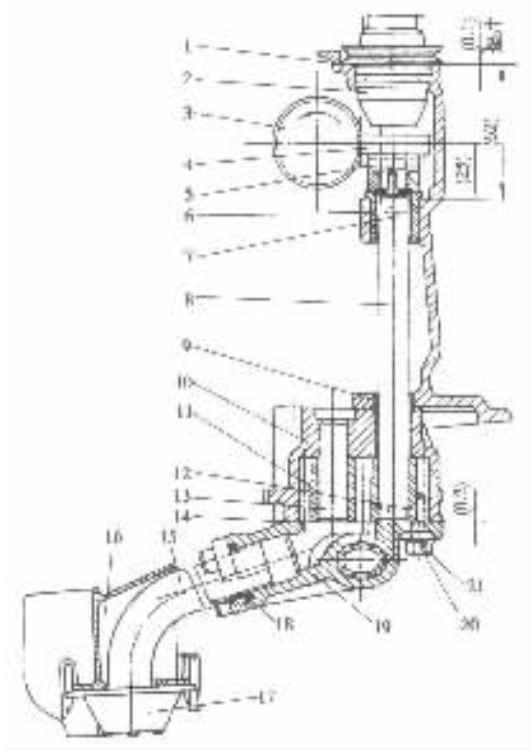


图 3－9－6　齿轮式机油泵的传动（上海桑塔纳轿车）

1－密封衬垫；2－分电器轴；3－中间轴曲线齿齿轮；4－分电器轴从动齿轮；5－定位销；6－机油泵主动轴衬套；7－定位销孔；8－机油泵主动轴；9－定位套；10－机油泵体；11－机油泵从动齿轮；12－机油泵主动齿轮；13－从动齿轮轴；14－衬垫；15－进油管；16－支架；17－集滤器；18－O形圈；19－机油泵盖；20－螺栓；21－垫圈

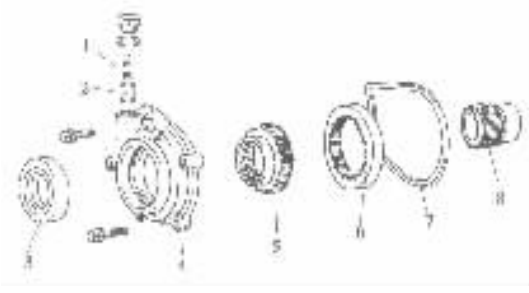


图 3－9－7　内接齿轮式机油泵（丰田汽车）

1－安全阀弹簧；2－安全阀柱塞；3－曲轴前油封；4－机油泵体；5－主动外齿轮；6－从动内齿轮；7－O形密封圈；8－花键套

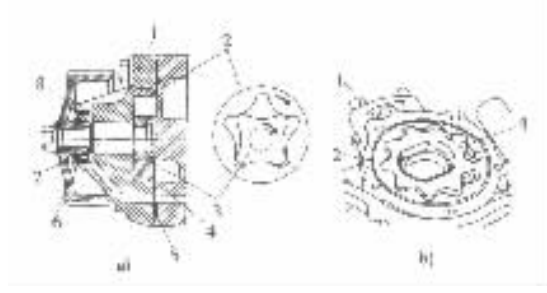


图 3－9－8　转子式机油泵

a）克莱斯勒汽车；b）本田汽车

1－机油泵体；2－外转子；3－内转子；4－机油泵盖；5－密封圈；6－传动带轮；7－机油泵轴；8－油封

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

机油泵必须在发动机各种转速下都能供给足够数量的机油，以维持足够的机油压力，保证发动机的润滑。机油泵的供油量与其转速有关，而机油泵的转速又与发动机转速成正比。因此，在设计机油泵时，都是使其在低速时有足够大的供油量。但是，在高速时机油泵的供油量明显偏大，机油压力也显著偏高。另外，在发动机冷起动时，机油粘度大，流动性差，机油压力也会大幅度升高。为了防止油压过高，在润滑油路中设置安全阀或限压阀。一般安全阀装在机油泵或机体的主油道上。当安全阀安装在机油泵上时(图 3－9－5)，如果油压达到规定值，安全阀开启，多余的机油返回机油泵进口。如果安全阀安装在主油道上，则当油压达到规定值时，多余的机油经过安全阀流回油底壳。

二、机油滤清器

机油滤清器的功用是滤除机油中的金属磨屑、机械杂质和机油氧化物。如果这些杂质随同机油进入润滑系统，将加剧发动机零件的磨损，还可能堵塞油管或油道。

机油滤清的方式有两种：全流式和分流式。全流式机油滤清器串联于机油泵和主油道之间，因此全部机油都经过它滤清(图 3－9－10a)。目前在轿车上普遍采用全流式机油滤清器。在货车特别是重型货车上一般采用粗、细双级滤清器。其中机油粗滤器与主油道串联，而分流式机油细滤器则与主油道并联，经过粗滤器的机油进入主油道，而流过细滤器的机油直接返回油底壳(图 3－9－10b)。粗滤器滤除机油中粒径为 0.05mm 以上的杂质，细滤器则用来滤除粒径为 0.001min 以上的细小杂质。

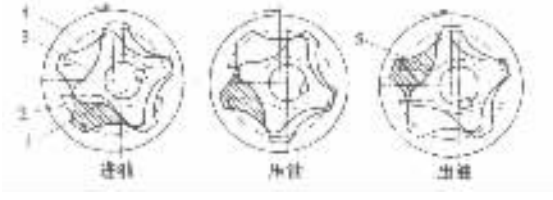


图 3－9－9 转子式机油泵工作原理

1－油泵传动轴；2－进油口；3－内转子；4－外转子；5－出油口

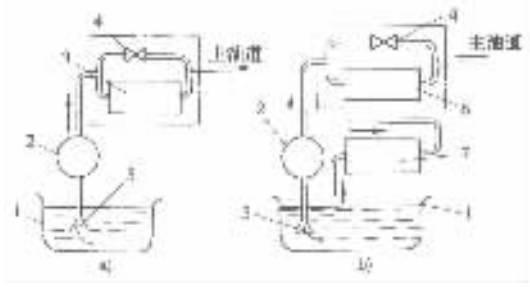


图 3－9－10 两种机油滤清方式

a)全流式；b)分流式

1－油底壳；2－机油泵；3－全流式机油滤清器；4－旁通阀；5－集滤器；6－机油粗滤器；7－分流式机油细滤器

1. 全流式机油滤清器

现代汽车发动机所采用的全流式滤清器多为过滤式，其构造如图 3－9－11 所示。纸滤芯 6 装在滤清器外壳 5 内，滤清器出油口 1 是螺纹孔，借此螺纹孔把滤清器拧在机体上的螺纹接头上，螺纹接头与机体主油道相通。在机体安装平面与滤清器之间用密封圈 4 密封。机油从纸滤芯的外围进入滤清器中心，然后经出油口流进机体主油道。机油流过滤芯时杂质被截留在滤芯上。

如果滤清器使用时间达到了更换周期，就把整个滤清器拆下扔掉换上新滤清器。如果滤清器在使用期内滤芯被杂质严重堵塞，机油不能通过滤芯，则滤清器进油口油压升高。当油压达到规定值时，滤清器中的旁通阀片 9 开启，机油不通过滤芯经旁通阀直接进入机体主油道。

虽然这时机油未经滤清便输送到各润滑表面，但是这总比发动机断油不能润滑要好得多。

有些发动机的机油滤清器除设置旁通阀之外还加装止回阀。当发动机停机后，止回阀将滤清器的进油口关闭，防止机油从滤清器流回油底壳在这种情况下，当重新起动发动机时，润滑系能迅速建立起油压，从而可以减轻由于起动时供油不足而引起的零件磨损。

纸滤芯由经过酚醛树脂处理的微孔滤纸制造，这种滤纸具有较高的强度，较好的抗腐蚀性和抗湿性。纸滤芯则具有质量轻、体积小、结构简单、滤清效果好、阻力小和成本低等优点，因而得到了广泛的应用。

机油滤清器的滤芯还可以采用其它纤维滤清材料制作。

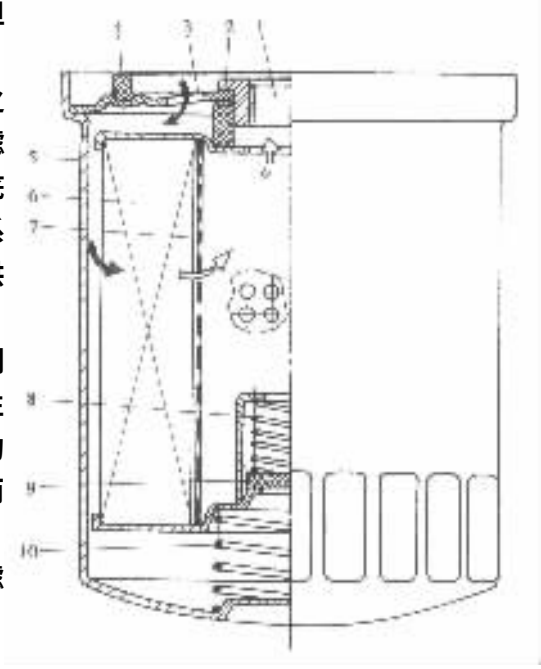


图 3－9－11　全流式机油滤清器

1－出油口；2、4－密封圈；3－进油口；5－滤清器外壳；6－纸滤芯；7－滤芯衬网；8－旁通阀弹簧；9－旁通阀片；10－弹簧

2. 分流式机油细滤器

分流式机油细滤器有过滤式和离心式两种类型。过滤式存在着滤清能力与通过能力的矛盾，而离心式则有滤清能力高，通过能力大，且不受沉淀物影响等优点。因此，车用发动机多以离心式机油滤清器作为分流式机油细滤器。

解放 CA6102 型发动机所采用的 FL100 型离心式机油滤清器的构造如图 3－9－12 所示。在底座 4 上装有低压限压阀 1 和转子轴 9，后者用转子轴止推片 2 锁止。转子体 15 套在转子轴上，在其上下镶嵌两个衬套，以限定转子体的径向位置。转子体可以绕转子轴自由转动，其下端装有两个径向对称水平安装的喷嘴 3。转子体外罩导流罩 8。紧固螺母 12 将转子罩 7 与转子体紧固在一起，形成一个空腔。用冕形螺母 14 将外罩 6 紧固在底座上。

发动机工作时，从机油泵来的机油进入进油孔 D，若油压低于 0.147MPa，进油限压阀 1 不开启，机油全部进入主油道，保证发动机可靠润滑，若油压超过 0.147MPa，进油限压阀开启，机油沿转子轴 9 的中心油孔，经转子轴油孔 B、转子体进油孔 C 和导流罩油孔 A 流入转子罩 7 的内腔，再经导流罩 8 的引导从两个喷嘴 3 向着完全相反的方向喷出，转子体在喷射反作用力的推动下高速旋转。当油压为 0.3MPa 时，转子体的转速可高达 5000～6000r/min。机油中的杂质在离心力的作用下被甩向转子罩的内壁，洁净的机油不断从喷嘴喷出，并经出油口流回油底壳。

当机油从喷嘴高速喷出时，将与空气强烈混合并形成泡沫，这将加快机油氧化变质的速度。一种利用偏心设置转子的进油孔和出油孔以获得驱动转子旋转力矩的无喷嘴离心式机油滤清器（图 3－9－13），可以减轻机油的泡沫化。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

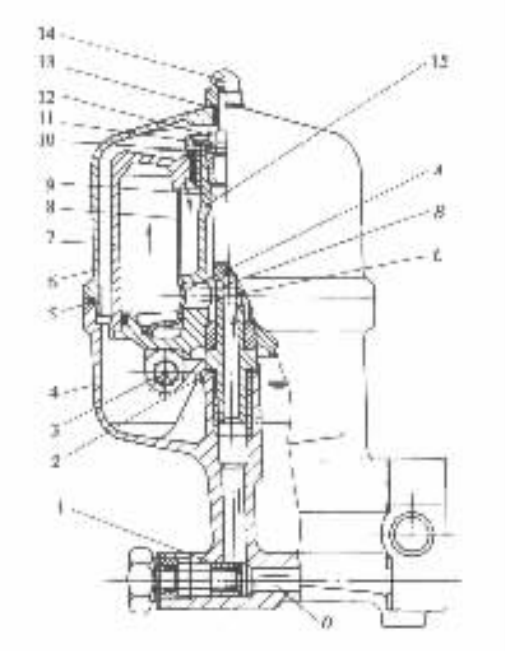


图 3－9－12 FL100 型离心式机油滤清器

1－进油限压阀；2－转子轴止推片；3－喷嘴；4－底座；5－密封圈；6－外罩；7－转子罩；8－导流罩；9－转子轴；10－止推垫片；11－垫圈；12－紧固螺母；13－垫圈；14－冕形螺母；15－转子体

A－导流罩油孔；*B*－转子轴油孔；*C*－转子体进油孔；*D*－滤清器进油孔

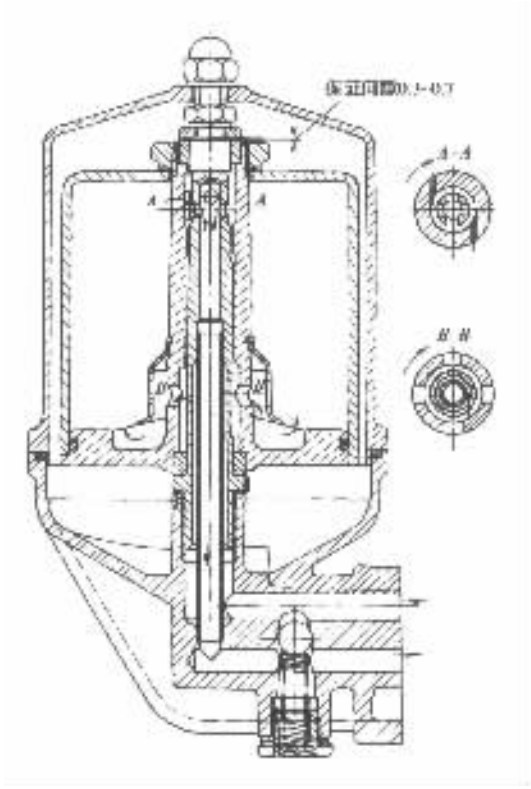


图 3－9－13 无喷嘴离心式机油滤清器

第四节 机油冷却器

在高性能大功率的强化发动机上，由于热负荷大，必须装设机油冷却器。机油冷却器布置在润滑油路中，其工作原理与散热器相同。

发动机机油冷却器分为风冷式和水冷式两类。风冷式机油冷却器很像一个小型散热器，利用汽车行驶时的迎面风对机油进行冷却。这种机油冷却器散热能力大，多用于赛车及热负荷大的增压汽车上。但是风冷式机油冷却器在发动机起动后需要很长的暖机时间才能使机油达到正常的工作温度，所以普通轿车上很少采用。

水冷式机油冷却器外形尺寸小，布置方便，且不会使机油冷却过度，机油温度稳定，因而在轿车上应用较广。图 3－9－14 所示为布置在机油滤清器上的水冷式机油冷却器的实例。机油经滤清器滤清之后直接进入冷却器，机油在冷却器芯内流动，从散热器出水管引来的冷却液在冷却器芯外流过。两种流体在冷却器内进行热交换，使高温机油得以冷却降温。

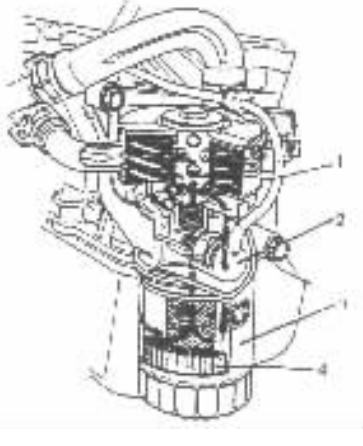


图 3－9－14 水冷式机油冷却器

1－机油冷却器；2－机油压力开关；3－机油滤清器；4－机油滤清器滤芯

第十章　汽车发动机增压

第一节　概述

所谓增压就是将空气预先压缩然后再供入气缸，以期提高空气密度、增加进气量的一项技术。由于进气量增加，可相应地增加循环供油量，从而可以增加发动机功率。同时，增压还可以改善燃油经济性。实践证明，在小型汽车发动机上采用涡轮增压或机械增压，当汽车以正常的经济车速行驶时，不仅可以获得相当好的燃油经济性，而且还由于发动机功率增加，可以得到驾驶员所期望的良好的加速性。

增压有涡轮增压、机械增压和气波增压等三种基本类型。实现空气增压的装置称为增压器。各种增压类型所用的增压器分别称为涡轮增压器、机械增压器和气波增压器。

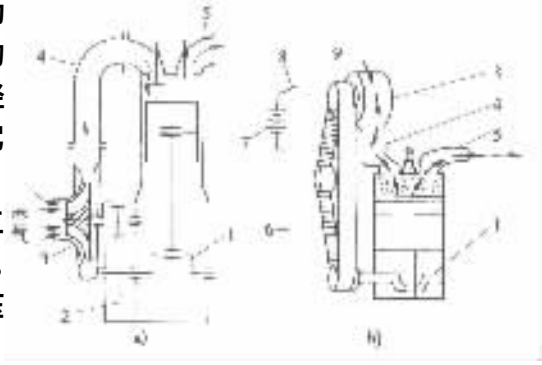


图 3－10－1　机械增压示意图

1－曲轴；2－齿轮增速器；3－增压器；4－进气管；5－排气管；6－齿形传动带；7－蓄电池；8－开关；9－电磁离合器

机械增压器 3 由发动机曲轴 1 经齿轮增速器 2 驱动（图 3－10－1a），或由曲轴齿形传动带轮经齿形传动带 6 及电磁离合器 9 驱动（图 3－10－1b）。机械增压能有效地提高发动机功率，与涡轮增压相比，其低速增压效果更好。另外，机械增压器与发动机容易匹配，结构也比较紧凑。但是，由于驱动增压器需消耗发动机功率，因此燃油消耗率比非增压发动机略高。

涡轮增压器由涡轮机 2 和压气机 3 构成，如图 3－10－2 所示。将发动机排出的废气引入涡轮机，利用废气所包含的能量推动涡轮机叶轮旋转，并带动与其同轴安装的压气机叶轮工作，新鲜空气在压气机内增压后进入气缸（图 3－10－2）。涡轮增压也称排气涡轮增压，涡轮增压器与发动机没有机械的联系。涡轮增压的优点是经济性比机械增压和非增压发动机都好，并可大幅度地降低有害气体的排放和噪声水平。涡轮增压的缺点是低速时转矩增加不多，而且在发动机工况发生变化时，瞬态响应差，致使汽车加速性，特别是低速加速性较差。

气波增压器中有一个特殊形状的转子 3，由发动机曲轴带轮经传动带 4 驱动（图 3－10－3）。在转子 3 中发动机排出的废气直接与空气接触，利用排气压力波使空气受到压缩，以提高进气压力。气波增压器结构简单，加工方便，工作温度不高，不需要耐热材料，也无需冷却。与涡轮增压相比，其低速转矩特性好，但是体积大，噪声水平高，安装位置受到一定的限制。目前，这种增压器还只能在低速范围内使用。由于柴油机的最高转速比较低，因此多用于柴油机上。

将机械增压与涡轮增压适当结合，可以构成多种形式的复合增压系统。例如，串联复合增

本电子版为手机版，PC版请登录www.chinaxiv.com免费下载

压便是其中的一种。在这种增压系统中,空气先经涡轮增压器提高压力后,进入中间冷却器降温,再经机械增压器增压。这种增压方式主要用于高增压发动机上。并联复合增压则是由机械增压器和涡轮增压器同时向发动机供给增压空气。在低转速范围主要靠机械增压,而在高转速范围主要靠涡轮增压。这种增压系统使发动机低速转矩特性得到改善。

在汽车柴油机上采用涡轮增压已经有半个多世纪了,但在1980年以前,一直没有广泛地用于车用汽油机,特别是化油器式发动机上。汽油机增压比柴油机增压要困难得多,其主要原因是:

1)汽油机增压后爆燃倾向增加。

2)由于汽油机混合气的过量空气系数小,燃烧温度高,因此增压之后汽油机和涡轮增压器的热负荷大。

3)车用汽油机工况变化频繁,转速和功率范围宽广,致使涡轮增压器与汽油机的匹配相当困难。

4)涡轮增压汽油机的加速性较差。当节气门突然开大要求混合气量迅速增加时,却由于增压器转子的惯性,使增压器加速迟缓,发动机进气量的增加将滞后一段时间。完全消除涡轮增压器对发动机工况变化的响应滞后现象比较困难。

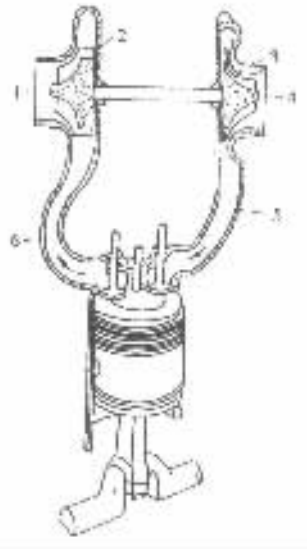


图3-10-2 涡轮增压示意图

1-排气口;2-涡轮机;3-压气机;4-进气口;5-发动机进气管;6-发动机排气管

但是,近些年来,车用汽油机,特别是轿车汽油机的涡轮增压得到了较大的普及和发展。这是因为随着高速公路的发展,车主对汽车高动力性能的追求日益强烈。另外,汽油喷射式发动机和电控技术的发展,以及小型增压器性能的改善,都为普及和发展汽油机增压技术创造了有利条件。

为了克服汽油机增压的困难,在汽油机增压系统中采取了许多措施,其中有:

1)在电控汽油喷射式发动机上实行汽油机增压,成功地摆脱了化油器式发动机与涡轮增压器匹配的困难。电控技术的应用,可以极其方便地对汽油机增压系统进行爆燃控制、放气控制和排放控制等。

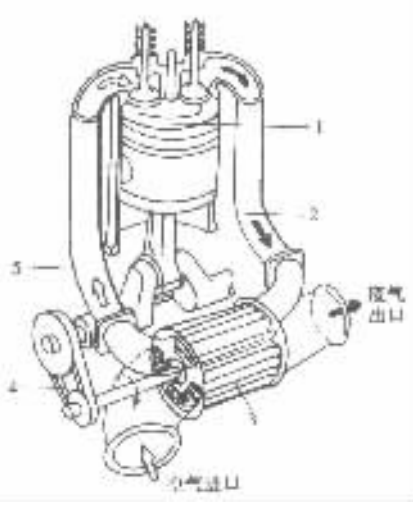


图3-10-3 气波增压示意图

1-活塞;2-排气管;3-气波增压器转子;4-传动带;5-发动机进气管

2)应用点火提前角自适应控制,来克服由于增压而增加的爆燃倾向。利用装在发动机上的爆燃传感器检测爆燃信息,并将其传输给电控单元(ECU),电控单元则发出指令推迟点火时刻以消除爆燃。待爆燃消除后,自适应地逐步加大点火提前角,使发动机在比较理想的状况下工作。

3)对增压后的空气进行中间冷却。因为空气增压后温度升高,密度减小,如果温度过高,不仅会减少进气量,削弱增压效果,还可能引起发动机爆燃。实践证明,对增压空气实行中冷,对提高功率、降低油耗、降低热负荷和减轻爆燃都十分有利。因此,不但在汽油机增压系统中设置中冷器,而且在高增压柴油机增压系统中也设有中冷器。

4)采用增压压力调节装置。增压压力与涡轮增压器的转速有关,而增压器转速又取决于废气能量。发动机在高转速、大负荷工作时,废气能量多,增压压力高;相反,低转速、小负荷时,废气能量少,增压压力低。因此,涡轮增压发动机的低速转矩小,加速性差。为了获得低速、大转矩和良好的加速性,轿车用涡轮增压器的设计转速常为标定转速的40%。但在高转速时,增压压力将会过高,增压器可能超速。过高的增压压力使汽油机热负荷过大并发生爆燃,为此必须采用增压压力调节装置,以控制增压压力。最为简单而又十分有效的这类装置是进、排气旁通阀或放气阀。

第二节　机械增压

一、机械增压系统

图3-10-4所示为电控汽油喷射式发动机上所采用的一种机械增压系统示意。图中机械增压器6为罗茨式(Roots-type)压气机,由曲轴带轮12经传动带和电磁离合器带轮11驱动增压器6工作。当发动机在小负荷下运转时不需要增压,这时电控单元(ECU)根据节气门位置传感器3的信号使电磁离合器断电,增压器停止工作。与此同时,电控单元17向进气旁通阀5通电使其开启,即在不增压的情况下,空气经进气旁通阀5及旁通管路进入气缸。在进入气缸之前,空气先经中冷器7降温。爆燃传感器9安装在发动机机体上,它将发动机发生爆燃的信号传输给电控单元17,电控单元则发出相应的指令减小点火提前角,即可消除爆燃。

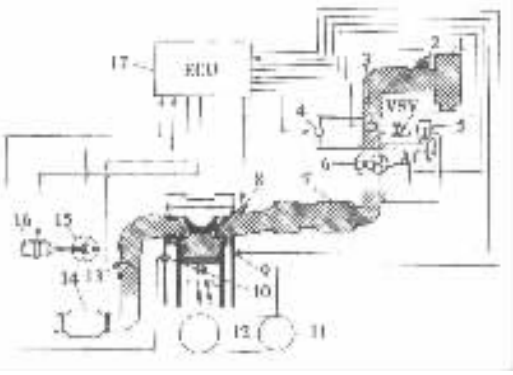


图3-10-4　电控汽油喷射式发动机机械增压系统示意图

1-空气滤清器;2-空气流量计;3-节气门及节气门位置传感器;4-怠速空气控制阀;5-进气旁通阀;6-机械增压器;7-中冷器;8-喷油器;9-爆燃传感器;10-冷却液温度传感器;11-电磁离合器带轮;12-曲轴带轮;13-氧传感器;14-三效催化转换器;15-分电器;16-点火线圈;17-电控单元

二、机械增压器

在机械增压器当中,罗茨式压气机最广为人知,其结构如图3-10-5所示。它由转子3、转子轴4、传动齿轮7、壳体9、后盖5和齿轮室罩8等构成。在压气机前端装有电磁离合器2及电磁离合器带轮1。在罗茨式压气机中有两个转子。发动机曲轴带轮经传动带、电磁离合器带轮1和电磁离合器2驱动其中的一个转子,而另一个转子则由传动齿轮7带动与第一个转子同步旋转。转子的前后端支承在滚子轴承10上,滚子轴承和传动齿轮用合成高速齿轮油润滑。在转子轴的前后端装置油封,以防止润滑油漏入压气机壳体内。

罗茨式压气机的转子有两叶的,也有三叶的。通常两叶转子为直线型(图3-10-6a),而三叶转子为螺旋型(图3-10-6b)。三叶螺旋型转子有较低的工作噪声和较好的增压器特性。在相互啮合的转子之间以及转子与壳体之间都有很小的间隙,并在转子表面涂敷树脂,以保持转子之间以及转子与壳体间较好的气密性。转子用铝合金制造。

罗茨式压气机的工作原理如图3-10-7所示。当转子旋转时,空气从压气机入口吸入,

精品文档 www.docx.com 免费下载

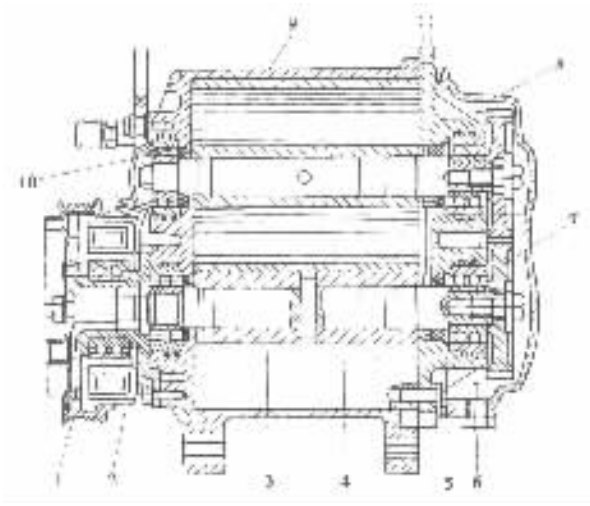


图 3－10－5 罗茨式压气机

1－电磁离合器带轮；2－电磁离合器；3－转子；4－转子轴；5－后盖；6－放油螺塞；7－传动齿轮；8－齿轮室罩；9－壳体；10－滚子轴承

在转子叶片的推动下空气被加速，然后从压气机出口压出。出口与进口的压力比可达 1.8。

罗茨式压气机结构简单、工作可靠、寿命长，供气量与转速成正比。

三、电磁离合器

电磁离合器安装在传动带轮 1 中，其结构如图 3－10－8 所示。电控单元根据发动机工况的需要，发出接通或切断电磁离合器电源的指令。以控制增压器的工作。当接通电源时，电磁线圈 3 通电，主动板 2 吸引从动摩擦片 6，使离合器处于接合状态，增压器工作。当切断电源时，电磁线圈断电，主动板与从动摩擦片分开，增压器停止转动。

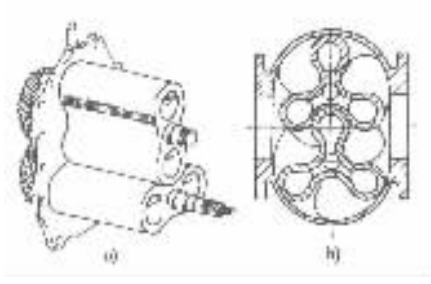


图 3－10－6 压气机转子

a)两叶转子；b)三叶转子

图 3－10－7 罗茨式压气机工作原理示意图

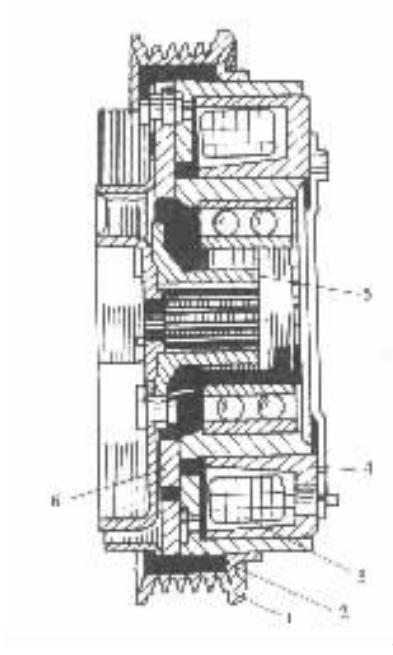


图 3－10－8　电磁离合器

1－传动带轮；2－主动板；3－电磁线圈；4－衔铁；5－花键套；6－从动摩擦片

第三节　涡轮增压

一、涡轮增压系统

涡轮增压系统分为单涡轮增压系统和双涡轮增压系统。只有一个涡轮增压器的增压系统为单涡轮增压系统，如图 3－10－9 所示。涡轮增压系统除涡轮增压器之外，还包括进气旁通阀 1、排气旁通阀 9 和排气旁通阀控制装置 10 等。

图 3－10－10 所示为六缸汽油喷射式发动机的双涡轮增压系统示意。其中两个涡轮增压器并列布置在排气管中，按气缸工作顺序把 1、2、3 缸作为一组，4、5、6 缸作为另一组，每组三个气缸的排气驱动一个涡轮增压器。因为三个气缸的排气间隔相等，所以增压器转动平稳。另外，把三个气缸分成一组还可防止各缸之间的排气干扰。此系统除包括涡轮增压器 9、进气旁通阀 2、排气旁通阀 10 及排气旁通阀控制装置 11 之外，还有中冷器 3、谐振室 4 和增压压力传感器 5 等。

二、涡轮增压器的结构及工作原理

车用涡轮增压器由离心式压气机和径流式涡轮机及中间体三部分组成（图 3－10－11）。增压器轴 5 通过两个浮动轴承 9 支承在中间体 14 内。中间体内有润滑和冷却轴承的油道，还有防止机油漏入压气机或涡轮机中的密封装置等。

1. 离心式压气机

离心式压气机由进气道 6、压气机叶轮 3、无叶式扩压管 2 及压气机蜗壳 1 等组成（图 3－

机械分享网 www.JIXIE.com.cn 免费下载

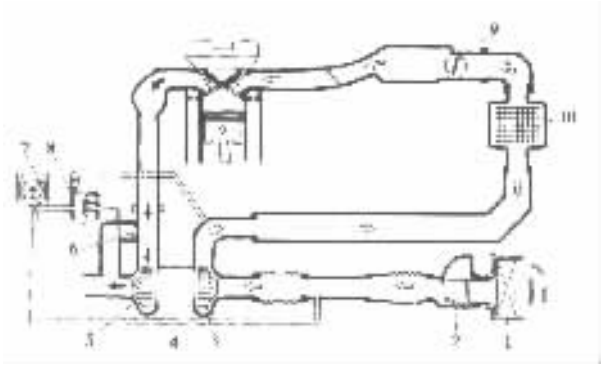


图 3－10－9 单涡轮增压系统示意图

1－空气滤清器；2－空气流量计；3－压气机叶轮；4－增压器；5－涡轮机叶轮；6－排气旁通阀；7－进气旁通阀；8－排气旁通阀控制装置；9－节气门；10－中冷器

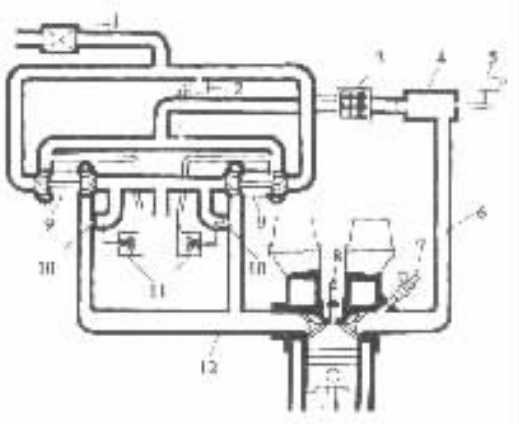


图 3－10－10 双涡轮增压系统示意图

1－空气滤清器；2－进气旁通阀；3－中冷器；4－谐振室；5－增压压力传感器；6－进气管；7－喷油器；8－火花塞；9－涡轮增压器；10－排气旁通阀；11－排气旁通阀控制装置；12－排气管

10－11)。叶轮包括叶片和轮毂，并由增压器轴 5 带动旋转。

当压气机旋转时，空气经进气道进入压气机叶轮，并在离心力的作用下沿着压气机叶片 1 之间形成的流道(图 3－10－12)，从叶轮中心流向叶轮的周边。空气从旋转的叶轮获得能量，使其流速、压力和温度均有较大的增高，然后进入叶片式扩压管 3。扩压管为渐扩形流道，空气流过扩压管时减速增压，温度也有所升高。即在扩压管中，空气所具有的大部分动能转变为压力能。

扩压管分叶片式和无叶式两种。无叶式扩压管实际上是由蜗壳和中间体侧壁所形成的环形空间。无叶式扩压管构造简单，工况变化对压气机效率的影响很小，适于车用增压器。叶片式扩压管是由相邻叶片构成的流道，其扩压比大，效率 2 高，但结构复杂，工况变化对压气机效率有较大的影响。

蜗壳的作用是收集从扩压管流出的空气，并将其引向压气机出口。空气在蜗壳中继续减速增压，完成其由动能向压力能转变的过程。

压气机叶轮由铝合金精密铸造，蜗壳也用铝合金铸造。

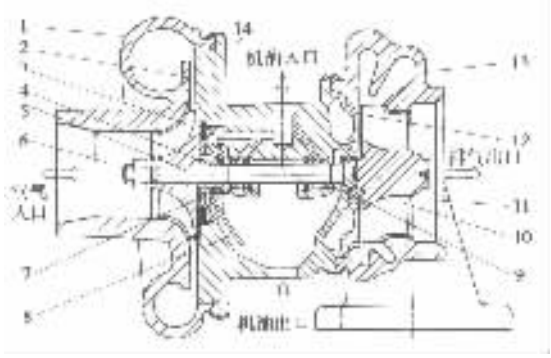


图 3－10－11　汽车用涡轮增压器结构

1. 压气机蜗壳；2－无叶式扩压管；3－压气机叶轮；4－密封套；5－增压器轴；
6－进气道；7－推力轴承；8－挡油板；9－浮动轴承；10－涡轮机叶轮；
11－出气道；12－隔热板；13－涡轮机蜗壳；14－中间体

2. 径流式涡轮机

涡轮机是将发动机排气的能量转变为机械功的装置。径流式涡轮机由蜗壳、喷管、叶轮和出气道等组成(图 3－10－13)。

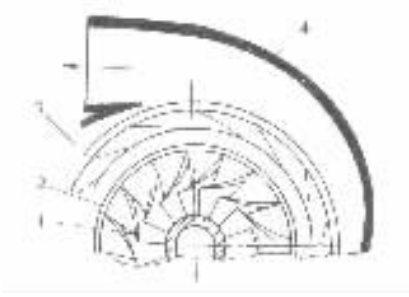


图 3－10－12　离心式压气机示意图

1－压气机叶片；2－叶轮；3－叶片式扩压管；4－压气机蜗壳

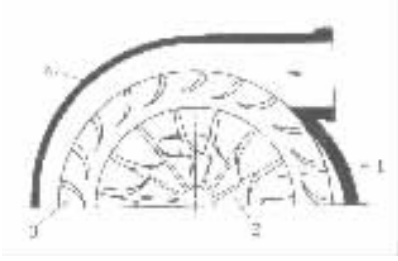


图 3－10－13　径流式涡轮机示意图

1－叶轮；2－叶片；3－叶片式喷管；4－蜗壳

蜗壳 4 的进口与发动机排气管相连，发动机排气经蜗壳引导进入叶片式喷管 3。喷管是由相邻叶片构成的渐缩形流道。排气流过喷管时降压、降温、增速、膨胀，使排气的压力能转变为动能。由喷管流出的高速气流冲击叶轮 1，并在叶片 2 所形成的流道中继续膨胀作功，推动叶轮旋转。

与压气机的扩压管类似，涡轮机的喷管也有叶片式和无叶式之分。现代车用径流式涡轮机多采用无叶式喷管(图 3－10－11)。涡轮机的蜗壳除具有引导发动机排气以一定的角度进入涡轮机叶轮的功能外，还有将排气的压力能和热能部分地转变为动能的作用。

涡轮机叶轮经常在 900℃高温的排气冲击下工作，并承受巨大的离心力作用，所以采用镍基耐热合金钢或陶瓷材料制造。用质量轻并用耐热的陶瓷材料可使涡轮机叶轮的重量大约减轻 2/3，涡轮增压加速滞后的问题也在很大程度上得到改善。

喷管叶片用耐热和抗腐蚀的合金钢铸造或机械加工成形。

蜗壳用耐热合金铸铁铸造，内表面应该光洁，以减少气体流动损失。

3. 转子

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

涡轮机叶轮、压气机叶轮和密封套等零件安装在增压器轴上，构成涡轮增压器转子。转子以超过 10×10^4r/min，最高可达 20×10^4r/min 的高转速旋转，因此，转子的平衡是非常重要的。

增压器轴在工作中承受弯曲和扭转交变应力，一般用韧性好、强度高的合金钢 40Cr 或 18CrNiWA 制造。

4. 增压器轴承

增压器轴承的结构是车用涡轮增压器可靠性的关键之一。现代车用涡轮增压器都采用浮动轴承(图 3－10－14)。浮动轴承实际上是套在轴上的圆环。圆环与轴以及圆环与轴承座之间都有间隙，形成双层油膜。圆环浮在轴与轴承座之间。一般内层间隙为 0.05mm 左右，外层间隙大约 0.1mm。轴承壁厚约 3～4.5mm，用锡铅青铜合金制造，轴承表面镀一层厚度约为 0.005～0.008mm 的铅锡合金或金属铟。在增压器工作时，轴承在轴与轴承座中间转动。

增压器工作时产生轴向推力，由设置在压气机一侧的推力轴承 1 承受。为了减少摩擦，在整体式推力轴承两端的止推面 6 上各加工有四个布油槽 7；在轴承上还加工有进油孔 5，以保证止推面的润滑和冷却(图 3－10－14)。

三、增压压力的调节

在涡轮增压系统中都设有进气旁通阀和排气旁通阀，用以控制增压压力(图 3－10－9 和图 3－10－10)。排气旁通阀及其控制装置在增压器上的安装位置如图 3－10－15 所示。控制膜盒 1 中的膜片将膜盒分为左室和右室，右室经连通管 11 与压气机出口相通，左室设有膜片弹簧作用在膜片上。膜片还通过连动杆 2 与排气旁通阀 3 连接。当压气机出口压力，也就是增压压力低于限定值时，膜片在膜片弹簧的作用下移向右室，并带动连动杆使排气旁通阀保持关闭状态。当增压压力超过限定值时，增压压力克服膜片弹簧力，推动膜片移向左室，并带动连动杆将排气旁通阀打开，使部分排气不经过涡轮机而直接排放到大气中，从而达到控制增压压力及涡轮机转速的目的。

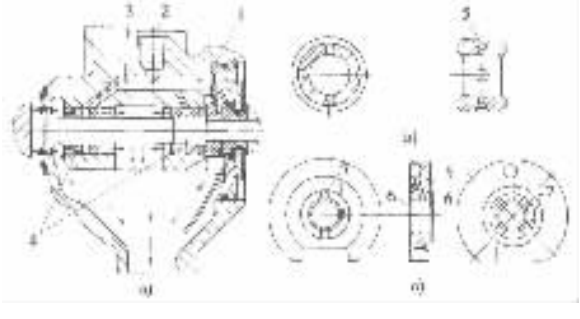


图 3－10－14 涡轮增压器轴承及其润滑

a)润滑油道；b)浮动轴承结构；c)推力轴承结构

1－推力轴承；2－润滑油入口；3－润滑油道；4－浮动轴承；5－进油孔；6－止推面；7－布油槽

进气旁通阀的工作原理与排气旁通阀相似。

在有些发动机上，排气旁通阀的开闭由电控单元操纵的电磁线圈控制。电控单元根据压气机出口增压压力的高低，对电磁线圈通电或断电，以开闭排气旁通阀。有的电控单元还能按照预编程序，在发动机突然加速时，允许增压压力短时间超出限定值，以提高发动机的加速性。

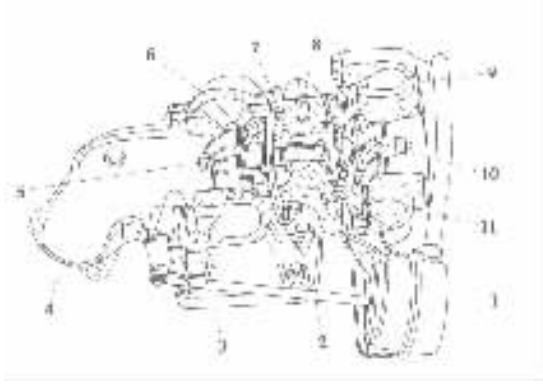


图 3－10－15　排气旁通阀及其控制装置的安装位置

1－控制膜盒；2－连动杆；3－排气旁通阀；4－排气管；5－涡轮机叶轮；6－涡轮机蜗壳；7－增压器轴；8－中间体；9－压气机蜗壳；10－压气机叶轮；11－连通管

四、涡轮增压器的润滑及冷却

来自发动机润滑系统主油道的机油，经增压器中间体上的机油进口 1 进入增压器，润滑和冷却增压器轴和轴承。然后，机油经中间体上的机油出口 2 返回发动机油底壳（图 3－10－16）。在增压器轴上装有油封，用来防止机油窜入压气机或涡轮机蜗壳内。如果油封损坏，将导致机油消耗量增加和排气冒蓝烟。

由于汽油机增压器的热负荷大，因此在增压器中间体的涡轮机侧设置冷却水套，并用软管与发动机的冷却系统相通。冷却液自中间体上的冷却液进口 3 流入中间体内的冷却水套 4，从冷却液出口 5 流回发动机冷却系统。冷却液在中间体的冷却水套中不断循环，使增压器轴和轴承得到冷却。

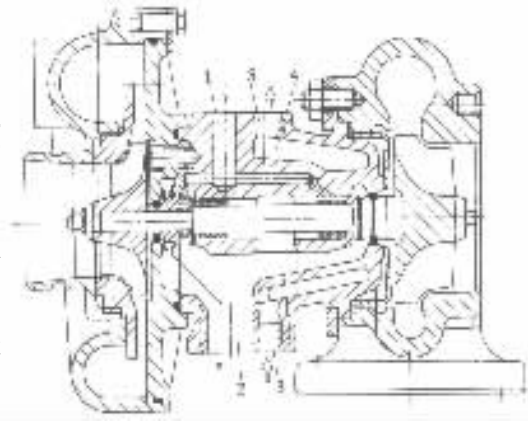


图 3－10－16　涡轮增压器的润滑油路及冷却水套

1－机油进口；2－机油出口；3－冷却液进口；4－冷却水套；5－冷却液出口

有些涡轮增压器在中间体内不设置冷却水套，只靠机油及空气对其进行冷却。当发动机在大负荷或高转速工作之后，如果立即停机，那么机油可能由于轴承温度太高而在轴承内燃烧。因此，这类涡轮增压发动机应该在停机之前，至少在怠速下运转 1min。

第四节　气波增压

一、气波增压器的构造

气波增压器中有一个转子，沿其轴向开有许多梯形截面的气体流道（图 3－10－3）。转子 5 悬臂地支承在两个轴承 4 上（图 3－10－17），与增压器壳 6 以及前后端盖都不接触。一个端

标准图书网 www.bookstandard.com

盖接低压空气管和高压空气管，称空气端盖 1；另一个端盖接高压排气管和低压排气管，称排气端盖 8。支承转子 5 的两个轴承 4 布置在空气端盖 1 中，以保证轴承得到良好的冷却。

空气端盖用铝合金铸造，排气端盖用铸铁铸造，增压器壳和转子则用低膨胀钢制造。在增压器外面包敷绝热材料，以减少热量的散失。

二、气波增压器工作原理

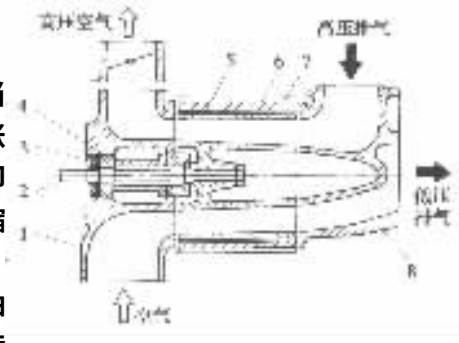


图 3－10－17 气波增压器结构

1－空气端盖；2－传动轴；3－油封；4－轴承；5－转子；6－增压器壳；7－绝热层；8－排气端盖

气波增压器的工作原理基于一种气体动力现象：当压缩波在管道内传播时，在管道的开口端反射为膨胀波，而在管道的封闭端则反射为压缩波。反之亦然，即当膨胀波在管道内传播时，在管道的开口端反射为压缩波，而在封闭端则反射为膨胀波。

在气波增压器中，空气增压所需要的能量来自柴油机的排气。空气的压缩过程和排气的膨胀过程均在转子中的气体流道内进行，其工作过程可用图 3－10－18 所示的转子周向展开图来说明。

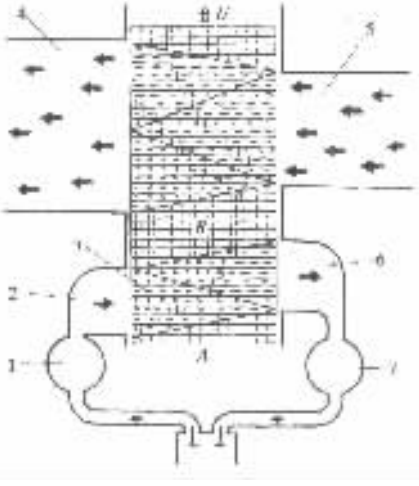


图 3－10－18 气波增压器转子流道中的压缩波和膨胀波

1－排气箱；2－高压排气管；3－气体流道；4－低压排气管；5－低压空气管；6－高压空气管；7－空气箱

首先从图的底部开始。在 A 点，转子的流道中充满来自大气的低压空气，图中的竖直线表示气体处于静止状态。柴油机的排气先流入排气箱 1 中，然后从排气箱以定压流入高压排气管 2。当转子旋转到充满低压空气的气体流道 3 与高压排气管相通时，排气的压缩波立即以当地声速传人流道，并压缩其中的空气，使其向高压空气管 6 加速流动，排气则随压缩波之后流入流道。由于转子沿着方向 U 不停地转动，因此每个流道中压缩波波峰的连线相对转子的转动方向是一条斜线。在流道中被压缩的空气经高压空气管 6 流人空气箱 7，然后进入柴油机气缸。当流道的左端转过高压排气管时，排气不再流入转子，但流道中原有的压缩波继续在传播。当压缩波抵达转子的右端时，转子流道已转过高压空气管，这时排气约充满流道长度的 2/3，前面是排气与空气的混合区，再前面是残留的高压空气。原压缩波的反射波仍为压缩波，在压缩波传播和反射过程中有所衰减，致使封闭流道内的静压力略低于高压排气管内的静压力，但其总压力仍略高于高压空气管内的总压力。在转子继续转动过程中，流道中的排气在区域 B 内处于静止状态。当转子流道的左端与低压排气管 4 相通时，压缩波反射为膨胀波传入流道，并向流道的右端推进，致使流道内的压力下降。当流道右端与低压空气管相通时，大气中的低压空气从右端流入流道，流道内的排气则加速倒流进低压排气管。当排气及排气与空气的混合气完全从流道中清除出去后，整个工作循环又从 A 点开始。

气波增压器的工作原理很简单，但在实际运用中却遇到许多困难，其中最大的难题便是如何在较宽的转速范围内都获得高的增压压力。由于转子和柴油机之间的速比是固定的，当柴

油机转速降低时，转子的转速也随之降低。但是，压力波在转子流道中的传播速度只决定于排气或空气的温度，而排气温度取决于柴油机负荷，与转速关系不大。由此可知，只能按柴油机某一转速来确定最佳转子尺寸和转子转速。当转子转速偏离设计转速时，增压效果将明显变差。经过长期研究改进之后，气波增压器更适用于转速和转矩在较宽范围内变化的汽车用柴油机。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

第十一章 发动机点火系统

第一节 传统点火系统的组成与工作原理

一、传统点火系统的组成

传统点火系统的组成如图 3－11－1 所示。主要由电源:蓄电池 11 和发电机(图中未画出)、点火开关 1、点火线圈 2、断电器 4、配电器 5、电容器 3、火花塞 6、阻尼电阻 7、高压导线 8 等组成。

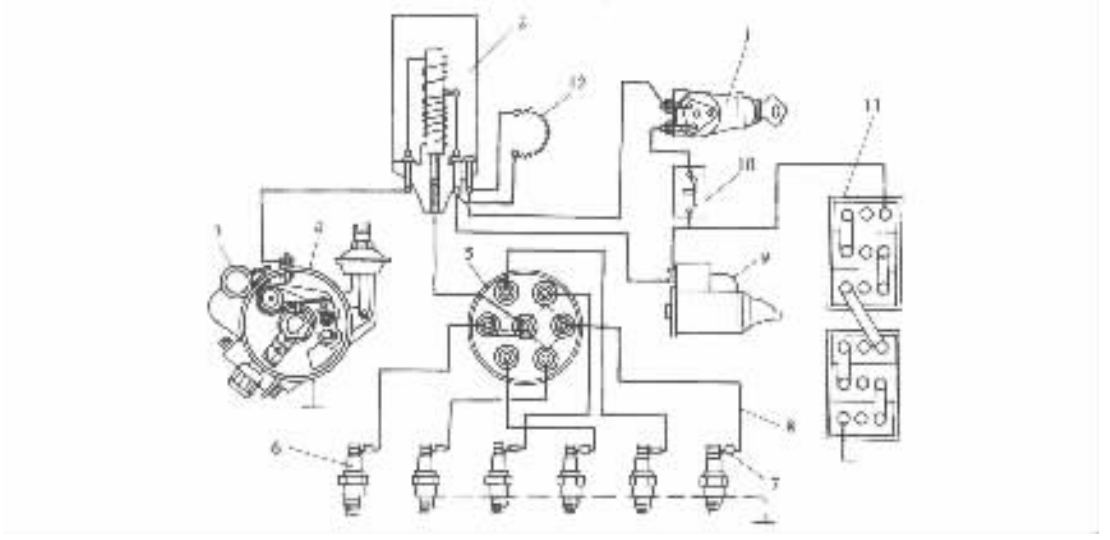


图 3－11－1 传统点火系统的组成

1－点火开关;2－点火线圈;3－电容器;4－断电器;5－配电器;6－火花塞;7－阻尼电阻;8－高压导线;9－起动机;10－电流表;11－蓄电池;12－附加电阻

点火线圈 用来将电源供给的 12V、24V 或 6V 的低压直流电,转变为 15kV～20kV 的高压直流电,它主要由初级绕组 6、次级绕组 5、和铁心 7 等组成,如图 3－11－2 所示。

分电器 由断电器、配电器、电容器和点火提前调节装置等组成。

断电器 由断电器凸轮 9、断电器触点 10 和断电器活动触点臂 11 组成。断电器凸轮由发动机凸轮轴驱动,并以相同的转速旋转。为了保证发动机在一个工作循环内(曲轴转两转)各缸轮流点火一次,断电器凸轮的凸角数与发动机的气缸数相等。断电器的触点串联在点火线圈初级绕组的电路中。当断电器凸轮旋转时,凸轮的凸角顶推断电器活动触点臂,使触点不断地开、闭,控制点火线圈初级电路的通、断和点火系统的工作。因此,断电器相当于由断电器凸轮控制的开关。

配电器　由分电器盖 12、分火头 13 组成。用来将点火线圈产生的高压电分配到各缸的火花塞。分电器盖上有一个中心电极和若干个旁电极，旁电极的数目与发动机气缸数相等。分火头安装在断电器凸轮的延长轴上，与分电器轴一起旋转。发动机工作时，点火线圈次级绕组

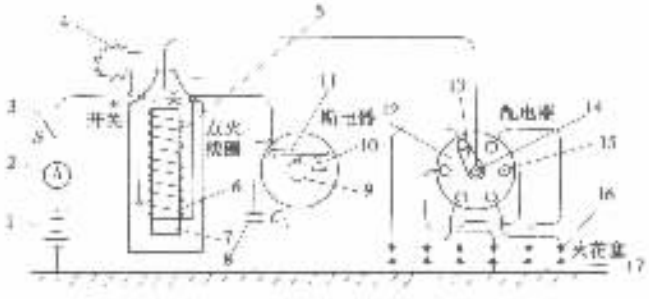


图 3－11－2　点火系统电路简图

1－蓄电池；2－电流表；3－点火开关；4－点火线圈的附加电阻；5－点火线圈的次级绕组；6－点火线圈的初级绕组；7－铁心；8－电容器；9－断电器凸轮；10－断电器触点；11－断电器活动触点臂；12－分电器盖；13－分火头；14－分电器盖中心电极；15－旁电极；16－火花塞中心电极；17－火花塞侧电极

中产生的高压电经分电器盖上的中心电极、分火头、旁电极、高压导线分送到各缸的火花塞。

电容器　安装在分电器壳上，与断电器触点并联，用来减小断电器触点分开瞬间，在触点之间产生的火花。

点火提前调节装置　由离心和真空两套点火提前调节装置组成，分别安装在断电器底板的下方和分电器的外壳上，用来在发动机工作时随发动机工况的变化自动地调节点火提前角。

火花塞　由中心电极和侧电极组成，安装在发动机的燃烧室中，用来将点火线圈产生的高压电引入燃烧室，并提供一个可以跳火的间隙。

电源　点火系工作时所需要的能量，由车上的蓄电池和发电机两个电源供给。

二、传统点火系统的工作原理

图 3－11－3 是传统点火系统的工作示意图。点火线圈初级绕组 5 的一端经点火开关 6 接蓄电池，另一端经分电器壳上的接线柱 11 接断电器活动触点臂 7，断电器固定触点 8 经断电器底板和分电器壳体接地。电容器 10 与断电器触点并联。触点弹簧作用于断电器活动触点臂，具有使触点保持闭合的趋势。点火线圈次级绕组 4 的一端在点火线圈内与初级绕组的一端相连，另一端经高压导线接分电器盖中心电极。

发动机运转时断电器凸轮不断旋转，使断电器触点不断地开、闭。当断电器触点闭合时，蓄电池的电流从蓄电池正极出发，经点火开关、点火线圈的初级绕组（200～300 匝的粗导线）、断电器活动触点臂、触点、分电器壳体搭铁，流回蓄电池的负极，如图 3－11－3a）所示。由于上述电路中流过的电流是低压电流或称为初级电流，所以低压电流所流过的电路，被称为低压电路或初级电路。初级绕组通电时，在其周围产生磁场，并由于铁心的作用而加强。当断电器的触点被凸轮顶开时，初级电路被切断，点火线圈初级绕组中的电流迅速下降到零，线圈周围和铁心中的磁场也迅速衰减以至消失，因此在匝数多（15000～23000 匝）导线细的次级绕组中感应出很高的电压，称为高压电。次级绕组中产生的高压电，经配电器作用于火花塞的中心电极和侧电极之间，当电压达到火花塞间隙的击穿电压时，火花塞的间隙被击穿，产生电火花，点燃混合气。触点分开后初级电流下降的速率愈高，铁心中的磁通变化率愈大，在次级绕组中产生

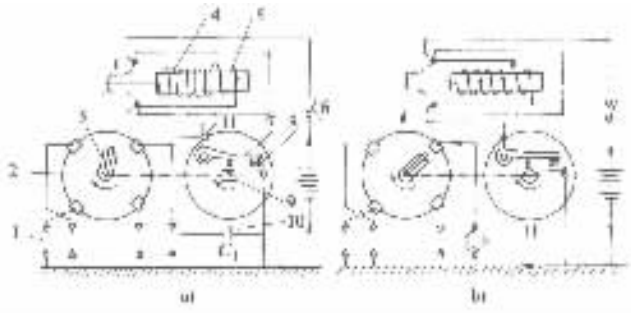


图 3－11－3 传统点火系统工作示意图

a)触点闭合时；b)触点分开时

1－火花塞；2－配电器；3－分火头；4－点火线圈次级绕组；5－点火线圈初级绕组；6－点火开关；7－断电器活动触点臂；8－断电器固定触点；9－断电器凸轮；10－电容器；11－分电器接线柱

的电压愈高。

点火线圈次级绕组中感应的电压称为次级电压，其中通过的电流称为次级电流，次级电流所流过的电路称为次级电路。

发动机工作时，在断电器触点分开的瞬间，次级电路中分火头恰好对着分电器盖上的一个旁电极，如图 3－11－3b)所示。次级电流从点火线圈次级绕组出发，经蓄电池正极、蓄电池、机体(搭铁)、火花塞的侧电极、中心电极、高压导线、配电器，流回点火线圈的次级绕组。

在点火线圈铁心中的磁通发生变化时，不仅在次级绕组中产生高压电(互感电压)，同时也在初级绕组中产生自感电压和电流。在触点分开初级电流下降瞬间，自感电流的方向与原初级电流的方向相同，其电压高达 300V 左右。它将击穿触点间隙，在触点间产生强烈的电火花，这不仅使触点迅速氧化、烧蚀，影响断电器正常工作，同时使初级电流的变化率下降，次级绕组中感应的电压降低，火花塞间隙中的火花变弱，难以点燃混合气。

为了消除自感电压和电流的不利影响，在断电器触点之间并联电容器 C_1。在触点分开瞬间，自感电流向电容器充电，可以减小触点之间的火花，加速初级电流和磁场的衰减，并提高了次级电压。

发动机工作时，点火线圈中产生的次级电压的大小，与断电器触点分开瞬间初级电流的大小有关。初级电流愈大，铁心中的磁场愈强，当触点分开时磁通的变化率就愈大，感应的次级电压也愈高，为此应尽可能的增大流过初级绕组中的电流。但是，在断电器触点闭合后，初级电流增长的过程中，由于自感的作用，初级绕组中也产生自感电流，其方向与初级电流的方向相反，阻碍初级电流的增长，使初级电流增长速度减慢。因此，在触点闭合后初级电流是按指数规律由零开始逐渐增长的，需要经过一定时间以后，才能达到按欧姆定律得出的稳定值。实际上，发动机工作时，由于凸轮转速很高，触点每次保持闭合的时间总是少于初级电流增长到稳定值所需要的时间。所以，在触点分开时的初级电流总是小于其稳定值。在触点式点火系统中，一个点火周期内触点闭合时间占固定比例，当发动机转速升高时，由于点火周期缩短使触点闭合时间缩短，初级断开电流减小，感应的次级电压下降；反之，发动机转速降低时，触点闭合时间长，初级电流增大，次级电压升高。

如果点火线圈按发动机高速时的需要设计，则低速时初级电流将过大，使点火线圈发热；如果按低速时点火线圈不过热设计，则高速时由于初级电流过小而次级电压过低，不能保证可

靠地点火。为此，点火线圈初级绕组的电路中串联有附加电阻(图 3－11－1 的 12)。

附加电阻是一个电阻值随温度变化的热敏电阻，其电阻值随温度升高而增大。因此。当发动机低速运行时，由于触点闭合时间长初级电流大，附加电阻温度高，电阻值增大，使初级电路的电阻增大，初级电流适当减小，防止点火线圈过热；发动机高速运行时，初级电流减小，附加电阻的阻值也因温度降低而减小，使初级电流适当增大，次级电压适当升高，可以改善发动机的高速性能。

在起动发动机时，起动机消耗的电流很大，使蓄电池的端电压急剧降低。此时，为了保证初级电流的必要强度，可将附加电阻短路。在图 3－11－4a)中，当点火开关 9 处于接通位置且断电器触点闭合时，初级电流经附加电阻 2 进入初级绕组。起动发动机时，驾驶员接通起动开关，起动继电器的触点 8 吸合，起动机电磁开关的线圈通电，在起动机的主电路接通之前，电磁开关的接触盘 7 先将附加电阻短路，接线柱 6 与蓄电池 4 接通，于是附加电阻 2 被短路。由蓄电池(不经点火开关)直接向点火线圈供电。有些车型的点火线圈上无附加电阻，但在点火开关至点火线圈之间的导线采用附加电阻线，其原理与附加电阻相同，起动时也由起动机的电磁开关将附加电阻线短路，如图 3－11－4b)所示。

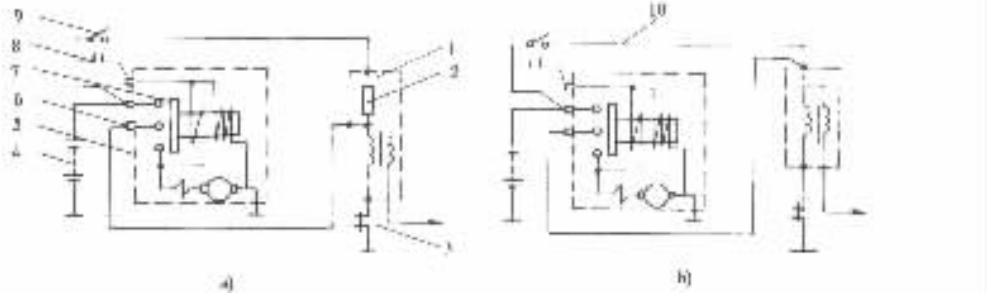


图 3－11－4　具有附加电阻的点火线圈接线示意图

a)附加电阻；b)附加电阻线

1－点火线圈；2－附加电阻；3－断电器触点；4－蓄电池；5－起动机；6－附加电阻短路接线柱；7－起动开关接触盘；8－起动继电器触点；9－点火开关；10－附加电阻线

第二节　点火时刻

发动机工作时点火时刻对发动机的工作和性能有很大的影响。

混合气燃烧有一定的速度，即从火花塞间隙跳火到混合气燃烧完毕，气缸内的温度和压力上升到最大值，是需要一定时间的。虽然这段时间很短，不过千分之几秒，但是发动机的转速很高，在这样短的时间内曲轴却转过较大的角度。若恰好在活塞到达上止点时点火，混合气开始燃烧时，活塞已开始向下运动，使气缸容积增大、燃烧压力降低，发动机功率下降，如图 3－11－5a)所示。因此，应提前点火，即在活塞到达压缩行程上止点之前火花塞间隙跳火，使燃烧室内的气体压力在活塞到达压缩行程上止点后 10°～12°时达到最大值。这样混合气燃烧时产生的热量，在作功行程中得到最有效的利用，可以提高发动机的功率，如图 3－11－5b)所示。

但是，若点火提前角过大(即点火过早)，则活塞还在向上止点移动时，气缸内压力已达到很大数值，这时气体压力作用的方向与活塞运动的方向相反，于是如图 3－11－5c)所示，在示

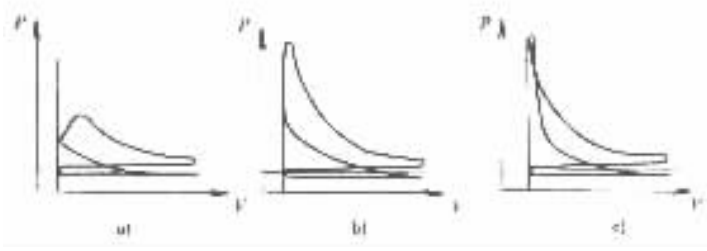


图 3－11－5 点火时刻对发动机示功图的影响

a)点火过迟；b)点火适时；c)点火过早

功图上出现了套环，此时有效功减小，发动机功率下降。

提前点火的角度称为点火提前角，即点火时曲轴的曲拐所在位置，与压缩行程终了活塞到达上止点时曲拐位置之间的夹角。能使发动机获得最佳动力性、经济性和最佳排放时的点火提前角，称为最佳点火提前角。

发动机工作时，最佳点火提前角不是固定值，它随很多因素而改变。影响点火提前角的主要因素是发动机的转速和混合气的燃烧速度。混合气的燃烧速度又与混合气的成分、发动机的结构及其它(燃烧室的形状、压缩比等)一些因素有关。

当节气门开度一定时，随着发动机转速升高，单位时间内曲轴转过的角度增大，如果混合气燃烧速度不变，则应增大点火提前角，否则燃烧会延续到作功行程，使发动机的动力性、经济性下降。所以，点火提前角应随发动机转速升高而增大。但是，当发动机转速达到一定值以后，由于燃烧室内的温度和压力提高，扰流增强混合气燃烧速度加快，最佳点火提前角增大的幅度减慢，并非成线性关系。

当发动机转速一定时，随着负荷增加节气门开度增大，单位时间内吸入气缸内的可燃混合气数量增加，压缩行程终了时燃烧室内的温度和压力增高。同时残余废气在气缸内混合气中所占的比例减少，混合气燃烧速度加快，点火提前角应适当减小。反之，发动机负荷减小时，点火提前角应当加大。

在汽车运行中，发动机的转速和负荷是经常变化的。为了使发动机在各种工况下都能适时点火，在汽车发动机的点火系统中，一般设有两套自动调节点火提前角的装置。其中一套是离心点火提前调节装置，它能随发动机转速的变化自动地调节点火提前角；另一套是真空点火提前调节装置，它可以随发动机负荷的变化自动地调节点火提前角。

此外，最佳点火提前角还与所用汽油的抗爆性有关。使用辛烷值较高即抗爆性较好的汽油时，点火提前角应适当增大。因此，当发动机换用不同牌号的汽油时，点火提前角也必须作适当调整。为此，要求点火系统的结构还应在必要时能适当的进行手动调节，如有些车型的点火系统中备有辛烷值选择器，可以在进行手动调节时指示调节的角度。

第三节 传统点火系统主要元件的结构

一、分电器

分电器是由断电器、配电器、电容器以及点火提前调节装置组合而成的一个部件，其结构

如图 3－11－6 所示。

1. 断电器

断电器的功用是周期地接通或切断点火线圈初级绕组的电路，使初级电流和点火线圈铁心中的磁通发生变化，以便在其次级绕组中感应出高压电。断电器安装在分电器壳体内，其构造如图 3－11－7 所示。

断电器由一对钨质触点和断电器凸轮组成。固定触点及支架 3 一端套在轴销 12 上，另一端由固定螺钉 4 固定在活动底板 6 上。活动触点固定在活动触点臂 2 的一端，活动触点臂的另一端有孔也套在轴销 12 上，并由卡簧限位，使活动触点臂可以绕轴销转动。触点臂的中部固定着夹布胶木的顶块 11，触点臂弹簧片的弹力使活动触点与固定触点保持闭合，并将胶木顶块压向凸轮。活动触点经触点臂、触点臂弹簧片和连接导线与分电器壳体上的接线柱和电容器相连，固定触点则通过支架、断电器底板、分电器壳与发动机机体相连而搭铁。

断电器凸轮的凸角数与发动机的气缸数相等。凸轮的轴通过离心点火提前调节器与分电器轴相连。分电器轴由发动机曲轴，通过配气凸轮轴上的齿轮驱动，其转速与配气凸轮轴的转速相等，为曲轴转速的一半（四行程发动机）。

发动机工作时断电器凸轮不断旋转，每当凸轮的一个凸角顶起顶块使触点分开的瞬间，次级电路中产生的高压电达到最大值，此刻配电器将次级电路接通，使相应气缸的火花塞间隙跳火，点燃混合气。

两触点在分开时的最大间隙，称为触点间隙。触点间隙一般规定为 0.35～0.45mm。触点间隙过小，触点间易出现火花使初级电路断电不良，次级电压降低；间隙过大，则每个点火周期中触点闭合时间缩短，初级电流减小也使次级电压降低。所以在结构上必须保证触点间隙的大小可以调整。

为此，图 3－11－7 中调节螺钉 5 的头部做成偏心的。松开固定螺钉 4 之后，旋转调整螺钉 5，整个固定触点支架 3 将绕销轴 12 转动，固定触点也随之相对于活动触点移动，从而改变了触点间隙，调整后再将固定螺钉旋紧。

2. 配电器

配电器的功用是将点火线圈中产生的高压电，按发动机的工作次序轮流分配给各气缸的火花塞。它主要由胶木制成的分电器固定底板电器盖 1 和分火头 2 组成（图 3－11－6）。分电器盖上有一个深凹的中央高压线插孔（中心电极插孔）30，以及数目与发动机气缸数相等的若干个分高压线插孔（旁电极插孔）29。所有插孔内部都嵌有铜套。分火头套在凸轮轴 3 顶端的延长部分上。此延长部分呈圆柱形，但侧面铣切出一个平面，分火头内孔的形状与之符合，借此保证分火头与凸轮同步旋转。

由点火线圈的高压接线插孔引出的高压导线，插入分电器的中央插孔中，在中央插孔的下部装有用炭精制成的中心电极 28，并借弹簧力与分火头上的铜片紧密接触，由旁电极插孔引出的高压线，应按发动机工作次序分别与各气缸火花塞的中心电极相连。其接线方法是：首先使第一缸活塞处于压缩行程终了时的上止点位置，轻微转动分电器外壳使断电器触点张开，此时分火头的铜片与分电器盖的某一旁电极（分高压线插孔铜套的下部）接通，将该插孔引出的高压线接第一缸火花塞；其它各高压线应顺分火头旋转方向，根据发动机的工作次序分别接其余各缸火花塞。

发动机工作时，分火头随着断电器凸轮旋转，分火头上铜片的外端周而复始地依次与各旁电极接通，从而将高压电分配到相应气缸的火花塞。

本作品仅供学习参考 www.bookshare.com 免费下载

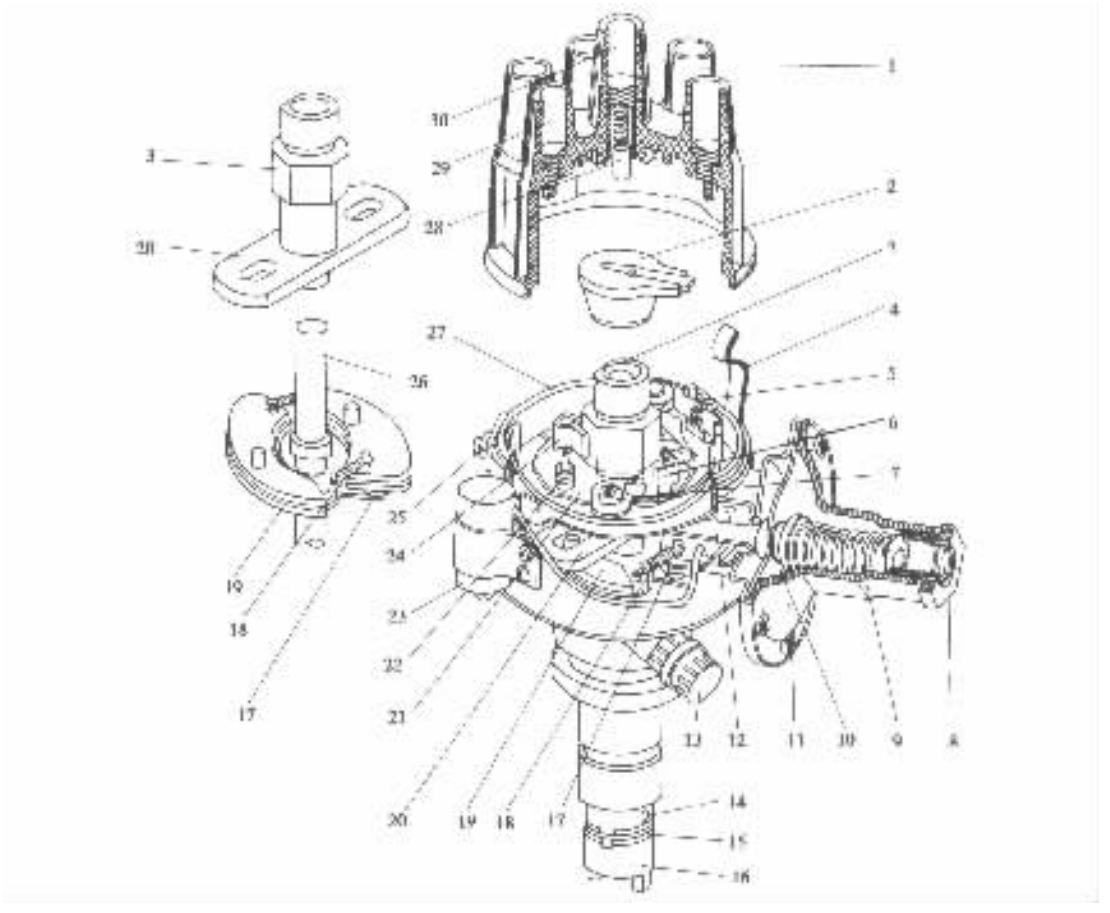


图 3－11－6 分电器的结构

1－分电器盖；2－分火头；3－断电器凸轮带离心调节器横板；4－分电器盖弹簧夹；5－断电器活动触点臂、弹簧及固定夹；6－固定触点及支架；7－调整螺钉；8－接头；9－弹簧；10－真空调节器膜片；11－真空调节器外壳；12－拉杆；13－油杯；14－固定销及联轴节；15－联轴节钢丝；16－扁尾联接轴；17－离心调节器底板；18－重块弹簧；19－离心调节器重块；20－横板；21－断电器底版；22－真空调节器拉杆销及弹簧；23－电容器；24－油毡；25－断电器接线柱；26－分电器轴；27－分电器外壳；28－中心电极；29－分高压线插孔；30－中央高压线插孔

3. 电容器

汽车发动机点火系统使用的电容器通常是纸质的(图 3－11－8)。其极片是两条狭片的金属箔 2。用两条同样狭长的很薄的绝缘纸 1 与极片交错重叠，卷成圆柱形，在浸渍蜡绝缘介质后，装入圆筒形的金属外壳 4 中加以密封。极片之一与金属外壳在内部接触；另一极片与引出外壳的导线 5 连接。

从图 3－11－6 可以看出电容器的安装情况。电容器 23 的引出线接到断电器的接线柱 25 上，电容器外壳固定在分电器外壳上而搭铁。

4. 点火提前调节装置

为了实现点火提前，必须在压缩行程接近终了，活塞到达上止点之前便使触点分开。从触点分开火花塞间隙跳火时曲轴的曲拐所在位置，到活塞到达上止点时，曲拐所转过的角度愈大，点火提前角愈大。因此，调节断电器触点分开的时刻，即改变触点与断电器凸轮或断电器凸轮与分电器轴之间的相对位置，便可以调节点火提前角，如图 3－11－9 所为示。

因此，调节点火提前角的方法有两种，一是保持触点不动将断电器凸轮相对于分电器轴，顺旋转方向转过一个角度 θ，凸轮提前将触点顶开，使点火提前（图 3－11－9b）。凸轮相对于轴转过的角度愈大，点火提前角愈大。

另一种调节方法是凸轮不动（不改变凸轮与轴的相对位置），使断电器触点相对于凸轮，逆着旋转方向转过一个角度 θ，也使点火提前（图 3－11－9c）。触点相对于凸轮转过的角度愈大，点火提前角愈大。

离心点火提前调节装置　发动机工作时，它利用改变断电器凸轮与分电器轴之间的相对位置的方法，在发动机转速变化时自动地调节点火提前角。其构造和工作原理如图 3－11－10 所示。

托板 4 固定在分电器轴上，重块 1 和 7 分别松套在托板上的两个轴销 5 上。两重块的小端与托板 4 之间借弹簧 2 和 5 相连。当托板随轴 3 旋转时，由于离心力的作用使重块克服弹簧力的作用，绕轴销转过一个角度而向外甩开。

与断电器凸轮制成一体的轴套 11 松套在轴 3 的上部，轴套的下部固定有两个带长孔的拨板 9，这两个长方形的孔分别套在两个重块的销钉 6 上，可见凸轮与轴不是刚性连接，而是由轴 3 依次通过托板、重块、销

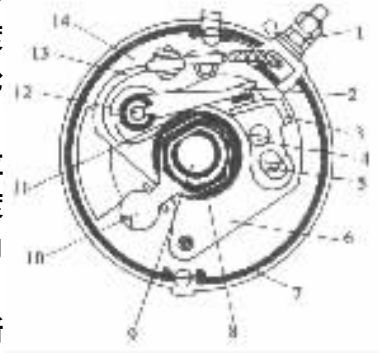


图 3－11－7　断电器

1－接线柱；2－活动触点及活动触点臂；3－固定触点及支架；4－固定螺钉；5－偏心调整螺钉；6－断电器活动底板；7－分电器壳；8－断电器凸轮；9－断电器凸轮延长轴；10－油毡；11－胶木顶块；12－轴销；13－触点臂弹簧片；14－断电器固定底板

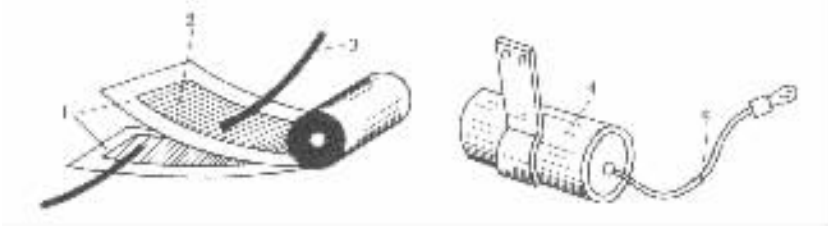


图 3－11－8　电容器

1－纸带；2－箔带；3－软导线；4－外壳；5－引线

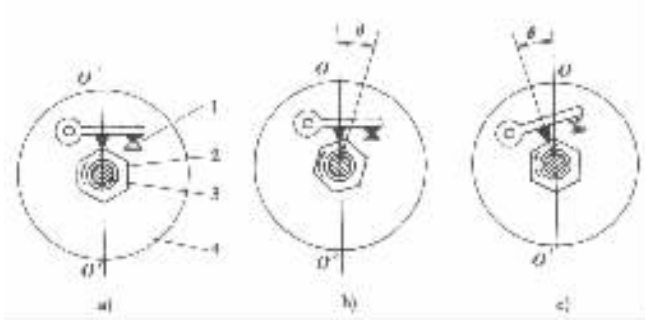


图 3－11－9　点火提前角的调节方法

a）点火提前角为零；b）改变凸轮与轴的相对位置；c）改变触点与凸轮的相对位置

1－触点；2－断电器凸轮；3－分电器轴；4－断电器底板

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

钉传动的。

发动机不工作时，弹簧 2 和 8 将两重块的小端向内拉到图 3－11－10 双点划线所示位置。

当发动机的转速达到 200～400r/min（此转速因车型而异）后，重块离心力克服弹簧拉力向外甩开，此时两个重块上的销钉推动拨板连同凸轮相对于轴顺着旋转方向转过一个角度，提前角加大，凸轮将提前使触点分开。随着转速提高提前的角度加大。当发动机转速达到一定值以后，销钉顶靠在拨板长方孔的外缘上，重块达到极限位置，点火提前角不再增加。

离心点火提前调节装置的工作特性，取决于 2、8 两个弹簧的总刚度（两个弹簧的刚度可以相同，也可以不同）。若两个弹簧刚度不等，则转速较低时刚度小的弹簧先起作用，提前角增加较快，转速较高时两个弹簧同时起作用，点火提前角增大的幅度减慢，更适合发动机的要求。

真空点火提前调节装置　在发动机工作时，它随着负荷（节气门开度）的变化，自动调节点火提前角。它是利用改变触点与凸轮之间的相位关系的方法进行调节的，其结构和工作原理如图 3－11－11 所示。

真空点火提前调节装置安装在分电器外壳的侧面，其内腔被膜片 7 分割成左、右两个气室 左气室通大气 右气室为真空室，借真空连接管 5 连接到化油器下体节气门旁的专用通气孔上。拉杆 8 一端固定在膜片 7 的中央，另一端有孔套在断电器底板的销轴上。

发动机小负荷运行时，节气门开度小，节气门后方的真空度大，并从小孔经真空连接管作用于调节装置的真空室，使膜片右方真空度增大，在大气压力的作用下，膜片克服弹簧张力向右拱曲，并带动拉杆向右移动。与此同时，断电器底板连同触点，相对于凸轮逆着旋转方向转过一个角度，使点火提前角加大（图 3－11－11a）。

发动机转速一定时，节气门后方的真空度只取决于节气门的开度，节气门开度愈小（负荷愈小），节气门后方的真空度愈大，点火提前角也愈大。

发动机全负荷工作时，节气门全开，上述通气孔处的真空度不大，真空提前调节装置不起作用。弹簧张力的作用使膜片向左拱曲，并通过拉杆顺着凸轮旋转方向转动断电器的底板及触点，使点火提前角很小（图 3－11－11b）。

发动机怠速运转时，节气门接近关闭，发动机负荷几乎为零，此时通气孔位于节气门的前方其真空度几乎为零，弹簧的张力使膜片拱曲到最左的位置，也通过拉杆顺着凸轮旋转方向，转动断电器的底板及触点，使真空点火提前调节量最小或为零（图 3－11－11c）。

真空点火提前调节装置有多种形式。图 3－11－12 是用于夏利轿车分电器的双膜片式真空点火提前调节装置。

它有主、副两个膜片和膜片室（真空室）。在发动机怠速运转时主要靠副膜片的作用来调节点火提前角，而在发动机正常运转时，则靠两个膜片的共同作用来实现的。

发动机怠速运转时，节气门几乎关闭，接主膜片室的吸气孔位于节气门的前方，真空度几乎为零，主膜片室内的压力接近大气压力，不起真空点火提前调节作用。但此时节气门后方的真空度高，并通过连接管作用于副膜片室，副膜片在真空度的作用下向右拱曲，并通过拉杆拉动断电器底板连同触点，逆着凸轮旋转方向转过一个角度，使点火提前角加大。但是，当膜片轴（拉杆 15）移动到与主膜片体接触时，膜片的移动被限位。同时，副膜片室的负压（真空）也将主膜片吸向副膜片室一侧，膜片轴被推回，点火提前角又被适当减小，使怠速时的点火提前角约为 5°，保证发动机怠速时稳定运转。

发动机小负荷运转时，节气门开度小，接主膜片室的吸气孔处于节气门的后方，使主膜片室的真空度增大。于是在主膜片室和副膜片室负压的共同作用，拉动断电器底板及触点逆着

旋转方向转过一个角度，使点火提前角增大。提前角的大小主要取决于节气门的开度，并由主、副膜片室中的限位块限位。

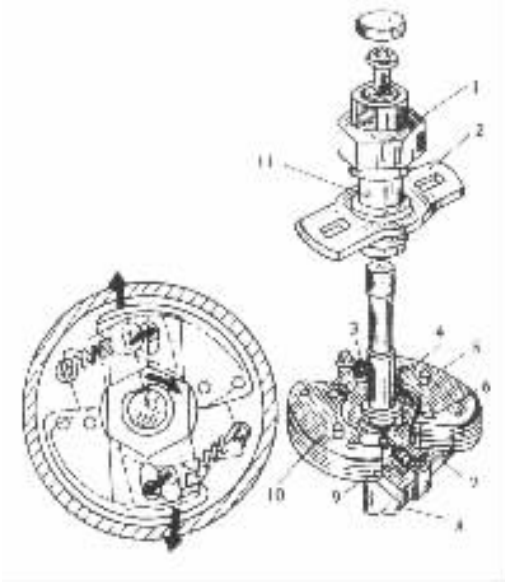


图 3－11－10　离心点火提前调节装置

1、7－重块；2、8－弹簧；3－分电器轴；4－托板；5－轴销；6－销钉；9－拨板；10－断电器凸轮；11－轴套

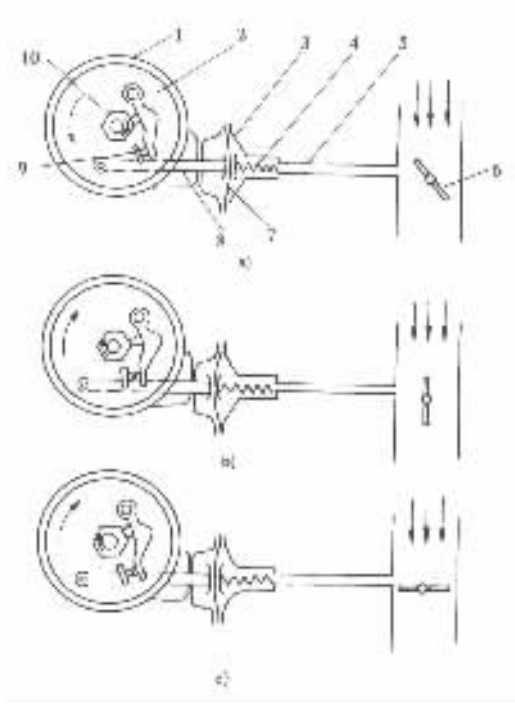


图 3－11－11　真空点火提前调节装置结构与工作示意图

a)节气门部分开启；b)节气门全开；c)节气门全闭

1－分电器壳；2－断电器底板；3－真空点火提前调节装置外壳；4－弹簧；5－连接管；6－化油器节气门；7－膜片；8－拉杆；9－断电器触点；10－断电器凸轮

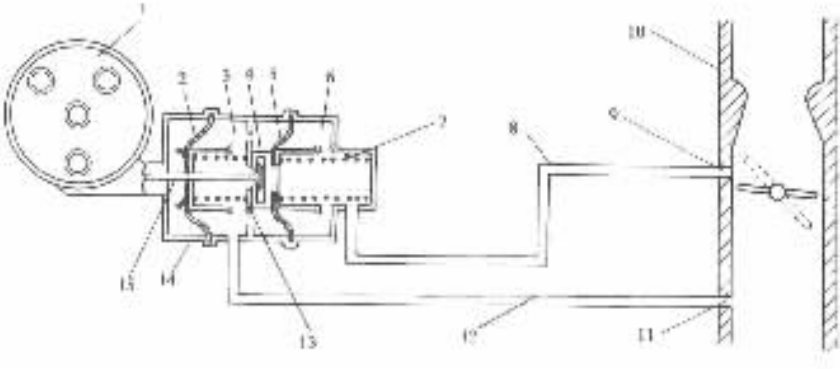


图 3－11－12　双膜片式真空点火提前调节装置

1－分电器；2－副膜片；3－剔膜片室；9－主膜片体；5－主膜片；6－主膜片室；7－弹簧；8、12－连接管；9－主膜片室吸气孔；10－化油器；11－副膜片室吸气孔；13－限位块；14－真空点火提前调节器壳体；15－拉杆

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

点火提前角的手动调节 为了适应燃油品质的改变或发动机技术状况的变化，而需要改变点火提前角时，可以旋松分电器总成固定螺钉，将分电器外壳顺着或逆着旋转方向微微转动一个角度，可以适当的减小或增大点火提前角，调整后再将固定螺钉旋紧。

为了在调整时能看到调整的角度，有些分电器的下部装有辛烷值选择器。它由指针和刻度盘组成，可以指示出分电器壳体调整的角度。

二、点火线圈

点火线圈是将电源的低压电转变为高压电的基本元件。常用的点火线圈分为开磁路点火线圈和闭磁路点火线圈两种形式。

1. 开磁路点火线圈

开磁路点火线圈的结构如图 3－11－13 所示。点火线圈的中心是涂有绝缘漆的硅钢片叠成的铁心 6，次级绕组 4 和初级绕组 5 都套装在铁心上。

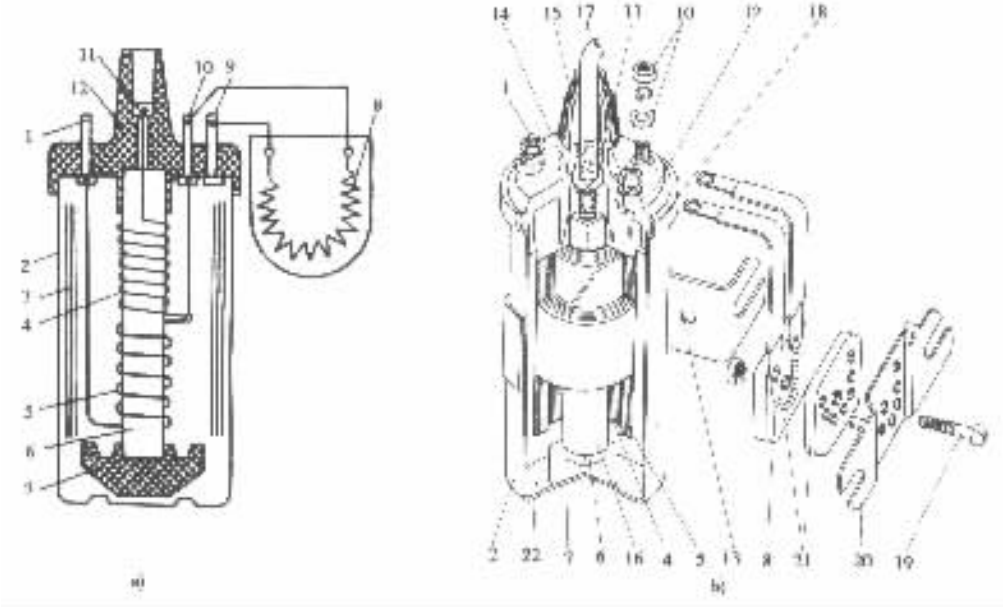


图 3－11－13 点火线圈

1－“－”接线柱；2－外壳；3－导磁钢套；4－次级绕组；5－初级绕组；6－铁心；7－瓷绝缘座；8－附加电阻；9－“＋”接线柱；10－“＋一开关”接线柱；11－高压线接头；12－胶木盖；13－附加电阻固定架；14－弹簧；15－橡胶罩；16－绝缘纸；17－高压阻尼线；18－橡胶密封圈；19－螺钉；20－附加电阻盖；21－附加电阻瓷绝缘体；22－沥青填料

次级绕组用直径为 $\phi0.06\sim\phi0.1$mm 的漆包线在绝缘纸管上绕 11000～23000 匝；初级绕组则用 $\phi0.5\sim\phi1.0$mm 的漆包线绕 240～370 匝。例如 CA1091 型汽车用 DQ42 型点火线圈，其初级绕组用 $\phi0.69$mm 的漆包线绕 330 匝，而次级绕组用 $\phi0.08$mm 的漆包线绕 22800 匝。由于发动机工作时，流过初级绕组的电流大，发热量大，所以初级绕组绕在次级绕组之外，以利于散热。两个绕组的外面都包着绝缘纸层。在初级绕组之外还套装一个导磁钢套 3，以减小磁路的磁阻，并使初级绕组的热量易于散出。两个绕组连同铁心浸渍石蜡和松香的混合物后装入外壳 2 中，并支撑于瓷质绝缘座 7 上。在外壳内填充防潮的绝缘胶状物或变压器油之后，用胶木盖盖好，并加以密封。

次级绕组的一端与初级绕组的一端焊接在一起，焊接点在点火线圈的内部，次级绕组的另一端则连接在胶木盖 12 中央的高压接线头 11 上。初级绕组的两端分别与低压接线柱 1 和 10 相连。附加电阻 8 接在低压接线柱 9 和 10 之间。有些车型使用的点火线圈没有附加电阻，则没有接线柱 9，接线柱 10 直接经点火开关接电源。还有些车型的点火线圈上虽无附加电阻，但接线柱 10 通过一根专用的附加电阻线接电源，接线柱 10 上还接有一根导线，导线的另一端接起动机的附加电阻短路接线柱上，以便在起动时将附加电阻短路，改善点火性能。

2. 闭磁路点火线圈

上述开磁路点火线圈采用柱形铁心，初级绕组在铁心中产生的磁通，通过导磁钢套 3（图 3－11－13）构成磁回路，而铁心的上部和下部的磁力线从空气中穿过，磁路的磁阻大，泄漏的磁通量多，转换效率低。

闭磁路点火线圈，将初级绕组和次级绕组都绕在口字形或日字形的铁心上。初级绕组在铁心中产生的磁通，通过铁心构成闭合磁路，磁路的磁阻小，泄漏的磁通量少，转换效率高。图 3－11－14 是闭磁路点火线圈及磁路示意图。

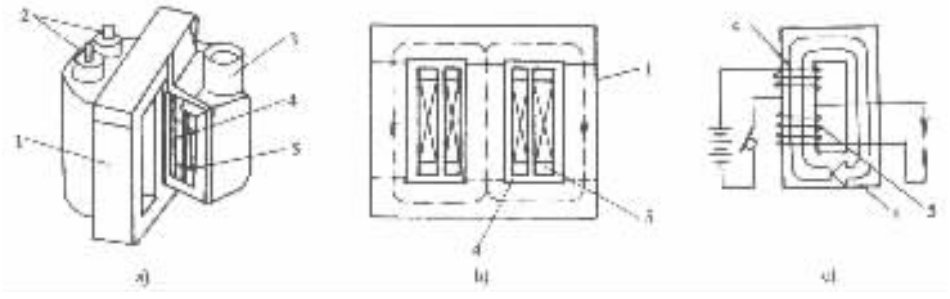


图 3－11－14　闭磁路点火线圈

a）日字形铁心的点火线圈；b）日字形铁心的磁路；c）口字形铁心的磁路

1－铁心；2－低压接线柱；3－高压插孔；4－初级绕组；5－次级绕组

三、火花塞

火花塞的功用是将点火线圈产生的脉冲高压电引入燃烧室，并在其两个电极之间产生电火花，以点燃可燃混合气。

火花塞的构造如图 3－11－15 所示。弯曲的侧电极 9 焊接在金属壳体 5 的底端，并借壳体直接搭铁。用刚玉陶瓷（氧化铝含量在 90% 以上）制成的绝缘体 2 固定在壳体内并加以密封，绝缘体的下部与壳体之间装有紫铜密封垫圈 8。中心电极 11 装入绝缘体的中心孔内，其间用密封剂 6 密封，高压导线接头套接在接线螺母 1 的上端，电极材料一般采用镍锰合金或镍锰硅合金。

火花塞绝缘体紫铜垫圈 8 以下的锥形部分 10，称为绝缘体的裙部。绝缘体的裙部在发动机工作时直接与燃气接触，周期性的被燃气加热，使绝缘体裙部的温度升高，吸入的热量又不断地经紫铜垫圈、壳体、绝缘体、中心电极、金属杆等传递到气缸盖、缸体和冷却系并散发到大气中，使火花塞的各部分保持一定的温度。发动机工作时，火花塞发火部位吸收热量并向冷却系散发的性能，称为火花塞的热特性。火花塞的热特性对发动机的性能具有十分重要的影响。

试验表明，发动机工作时火花塞绝缘体裙部的温度，保持在 500～600℃，落在绝缘体裙部的油粒能立即被烧掉，不容易产生积炭。这个温度称为火花塞的自净温度。若裙部温度低于

自净温度，落在绝缘体裙部的油粒不能立即烧掉，形成积炭而漏电，将使火花塞间隙不能跳火或火花微弱。若裙部温度过高超过 800～900℃时，当混合气与炽热的绝缘体接触时，可能在火花塞间隙跳火之前自行着火，称为炽热点火。炽热点火将使发动机出现早燃、爆燃、化油器回火等不正常燃烧现象。

因此，无论哪一种类型的发动机，在发动机工作时，火花塞裙部的温度都应保持在自净温度的范围内。但是，各种发动机气缸内的燃烧状况是不同的。例如，高速高压缩比的发动机，由于燃烧过程中缸内气体温度高，火花塞散热时间又短，为了保持绝缘体裙部温度适宜，火花塞的裙部应做得短些，可以减少吸热面积并缩短散热途径。这种绝缘体裙部短的火花塞，称为冷型火花塞，如图 3－11－16a）所示，它适用于高速高压缩比的大功率发动机。反之，对于低速低压缩比的发动机，燃烧室的温度低，火花塞散热时间长，绝缘体裙部应做得长些，可以使裙部吸收热量较多散热较慢。这种绝缘体裙部长的火花塞，称为热型火花塞，如图 3－11－16c）所示，它适用于低速低压缩比的小功率发动机。图 3－11－16b）所示，绝缘体裙部长度介于冷型和热型之间的火花塞，称为中型或普通型火花塞。

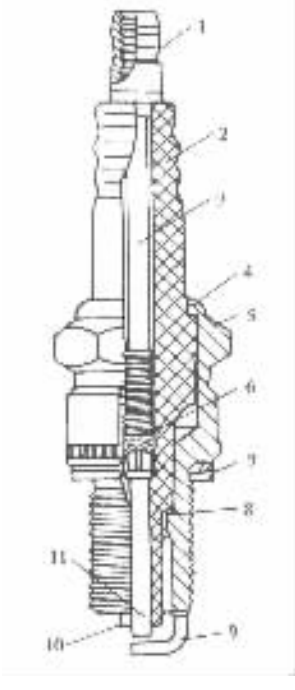


图 3－11－15 火花塞

1－接线螺母；2－绝缘体；3－接线螺杆；4－垫圈；5－壳体；6－密封剂；7－密封垫圈；8－紫铜垫圈；9－侧电极；10－绝缘体裙部；11－中心电极

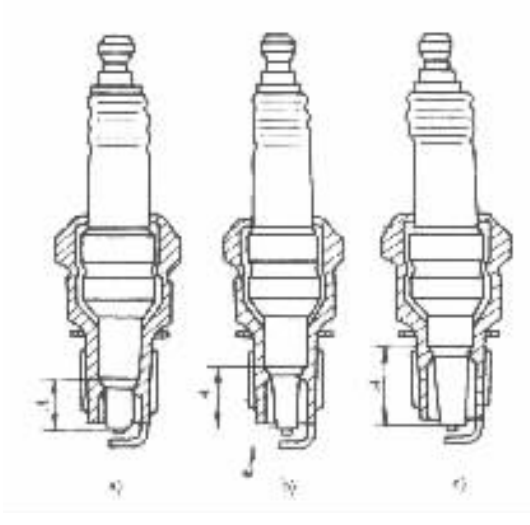


图 3－11－16 火花塞的型式

a）冷型；b）普通型；c）热型

火花塞的热特性常用‘热值’表示或直接用裙部长度加以区分。我国规定火花塞的热值代号为 1、2、3 ⟶ 11，它代表火花塞的热特性为热型⟶冷型。其中热值为 1、2、3 的火花塞为低热值的热型火花塞，热值为 4、5、6 的火花塞为中热值的中型火花塞，热值为 7、8、9 及以上的火花塞为冷型火花塞。

火花塞中心电极和侧电极之间的间隙，称为火花塞间隙。火花塞间隙的大小对火花塞及发动机的工作都有很大的影响。间隙过小，火花微弱，并容易产生积炭而漏电；若间隙过大，火

花塞击穿电压增高，发动机不易起动，且在高速时容易发生缺火现象。因此，火花塞间隙的大小应适当。在传统点火系统中，火花塞间隙一般为 0.6～0.7mm。

第四节　半导体点火系统

传统点火系统有如下缺点：断电器触点分开时，在触点之间产生火花，使触点氧化、烧蚀，因而断电器触点的使用寿命短，需要经常维护；触点火花的大小与初级电流的大小有关，使点火系初级电流和次级电压的提高受到限制；初级电流和次级电压的大小随发动机的转速的升高和气缸数的增多而下降，使多缸发动机高速时工作不可靠；当火花塞积炭时，因漏电次级电压低不能可靠地点火等。

近年来，汽车发动机向着多缸高速的方向发展，人们还力图通过改善混合气的燃烧状况，以及燃用稀混合气，以达到减少排气污染和节约燃油的目的。这些都要求汽车的点火系统能够提供足够高的次级电压、火花能量和最佳的点火时刻。现行点火装置已不能适应这一要求。

半导体点火系统可以减小触点火花，延长触点寿命；还可以进一步取消触点，克服与触点相关的一切缺点，改善点火性能；可以不受触点的限制，增大初级电流提高次级电压，改善发动机的高速性能。此外，半导体点火系统由于次级电压和点火能量的提高，对火花塞积炭不敏感等。因此，采用半导体点火系统可以改善点火性能，从而提高发动机的动力性、经济性，并减少排气污染，在国内外汽车上已得到广泛应用。

目前在国内外汽车上使用的半导体点火系统分为：有触点半导体点火系统和无触点半导体点火系统两大类。

一、关于晶体管的基本知识

半导体点火系统中，应用较多的元件是晶体二极管、晶体三极管、稳压管等半导体器件。为了分析半导体点火装置的工作原理，首先要了解一些关于半导体器件的基本知识。

1. 半导体与 PN 结

半导体是一种导电性能介于导体和绝缘体之间的物质。半导体中运载电荷的载流子是电子和空穴。在纯净的半导体硅或锗的单晶中，电子和空穴总是成对的出现。利用掺进杂质的方法，可以人为的造成电子和空穴数不等的两类半导体：一类半导体中含有大量电子，而空穴很少，称为 N 型半导体；另一类半导体中含有大量空穴，而电子很少，称为 P 型半导体。

在一块半导体中，利用不同的掺杂工艺，使其一端成为 N 型半导体，另一端成为 P 型半导体，则在两种半导体交界面的附近形成一个特殊的区域，称为 PN 结。

PN 结的形成是由于 N 型半导体中多电子，而 P 型半导体中多空穴，则在两种半导体的交界面处，出现了电子和空穴的浓度差。电子和空穴总是从高浓度的区域向低浓度的区域扩散。于是在两种半导体交界面的附近，P 区的空穴必然向 N 区扩散，且与 N 区的电子结合而消失，在 P 区一侧留下了不能移动的负离子空间电荷区。同样，N 区的电子也要扩散到 P 区，且与 P 区的空穴结合而消失，在 N 区留下了不能移动的正离子空间电荷区。正、负离子空间电荷区内没有载流子，成为一个特殊的区域 PN 结。PN 结内形成一个由 N 区指向 P 区的内电场，如图 3－11－17 所示。内电场的存在阻碍多数载流子（电子或空穴）的扩散，所以空间电荷区也被称为阻挡层。

在无外电场或其他因素激发时，PN 结内处于平衡状态，没有电流通过，空间电荷区的宽度

本报告为 www.zxxr.com 免费下载

是恒定的。

PN 结具有单向导电的作用。当在 PN 结的两端加正向电压，即将电源的正极接 P 型端，负极接 N 型端时，则在外电场的作用下阻挡层（PN 结）变窄，内电场被削弱，有利于多数载流子的扩散，PN 结的电阻很小，可以通过较大的电流，称为 PN 结导通，如图 3－11－18a）所示。若在 PN 结的两端加反向电压时，则在外加电场的作用下，阻挡层加宽，电阻变得很大，只能通过很小的反向漏电流，PN 结不导通（或称截止）如图 3－11－18b）所示，这就是 PN 结单向导电的特性。

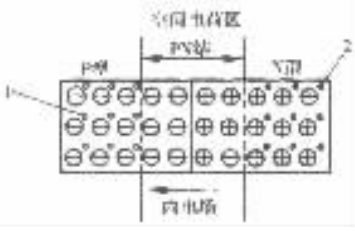


图 3－11－17 PN 结

1－电子 2－空穴

2. 晶体二极管

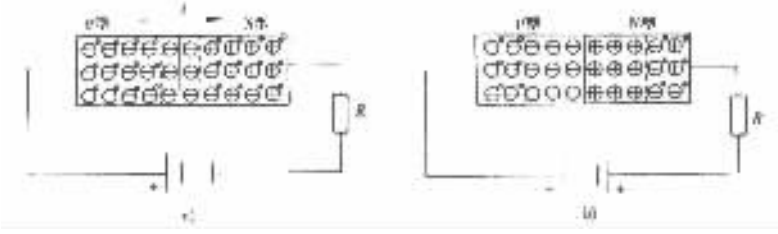


图 3－11－18 PN 结的单向导电性

a）加正向电压，导通 b）加反向电压，不导通

晶体二极管又称半导体二极管，或简称为二极管。二极管是利用 PN 结的单向导电作用工作的，二极管由一个 PN 结、两根电极引线和管壳组成。二极管的正极引线从 P 型区引出，负极引线从 N 型区引出。二极管的外形和在电路中的符号如图 3－11－19 所示。

二极管具有 PN 结的特性。即在正负极之间加正向电压时二极管导通，加反向电压时不导通（截止）。

由于二极管具有单向导电作用，在电路中可用于整流、检波等，其用途极其广泛。

3. 晶体三极管

晶体三极管又称半导体三极管，简称三极管，图 3－11－20 是三极管的外形图。

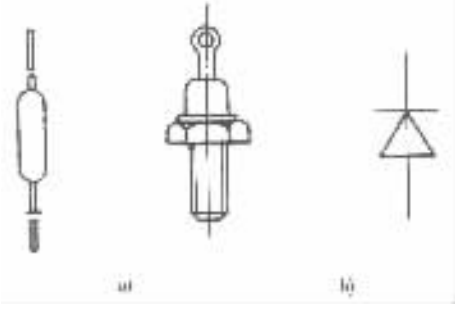


图 3－11－19 晶体二极管

a）外形 b）符号

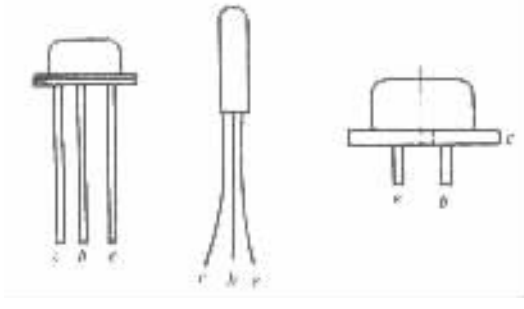


图 3－11－20 晶体三极管的外形

三极管的半导体材料分为三个区，分别称为发射区、基区和集电区。三个区分别引出三个电极：发射极用“e”表示、基极用“b”表示、集电极用“c”表示。它形成两个 PN 结：发射区与基区

之间的 PN 结称为发射结、集电区与基区之间的 PN 结称为集电结，两个 PN 结都具有单向导电作用。三个区可以按不同的顺序排列，按 N—P—N 顺序排列的三极管，称为 NPN 型三极管，如图 3－11－21a）所示，按 P—N—P 顺序排列的三极管，称为 PNP 型三极管。在电路图中的三极管用图 3－11－21b）所示符号表示。

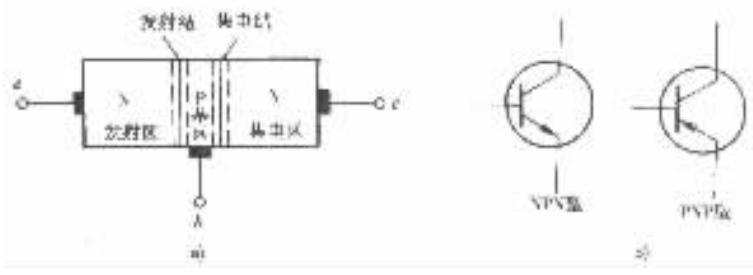


图 3－11－21　NPN 型三极管及三极管的符号

a）NPN 型三极管示意图；b）三极管的符号

在晶体管电路中三极管具有放大作用和开关作用。下面以 NPN 型三极管为例，说明三极管的放大作用。

三极管内部结构上的特点是：发射区掺进的杂质浓度高，因而所含电子特别多；基区很薄且掺进的杂质浓度低，所含空穴少；集电区体积大掺进杂质较少，所含电子比较少。为了使三极管具有放大作用，还要求三极管的外部电路，必须满足下列条件：发射结（“e—b”结）正向偏置，即“b”点的电位高于“e”点的电位；集电结（“c—b”结）反向偏置，即“c”点的电位高于“b”点的电位。

由于发射结正向偏置，发射区杂质浓度高，在电源的作用下发射区的电子，源源不断地越过发射结到达基区，形成从基极流向发射极的电流 I（图 3－11－22）。到达基区的电子由于浓度差，继续向集电结扩散，在扩散中有部分电子与基区的空穴复合，基极电源 U_{be} 给基区补充空穴，形成基极电流 I_b，但由于基区很薄，空穴的浓度低，所以，b 很小，大部分电子来不及与空穴复合，而到达集电结的边沿。由于集电结反向偏置（集电极为正电位），使扩散到集电结边沿的电子，在电场的作用下漂移到集电区，形成集电极电流 I_c，且 $I_c \gg I_b$。

上述三部分电流，I_e、I_b、I_c 之间的关系是：

$$I_e = I_b + I_c$$

试验发现，当改变发射结电压 U_{be}，即改变基极电流 I_b 时，集电极电流 I_c 也将成比例的改变，而且集电极电流的变化量大于基极电流的变化量。这就是三极管的放大作用。若将电流 I_b、I_c 的变化量分别用 ΔI_b、ΔI_c 表示，则比值 $\Delta I_c/\Delta I_b$ 称为三极管的放大系数，用 β 表示，即

$$\beta = \frac{\Delta I_c}{\Delta I_b}$$

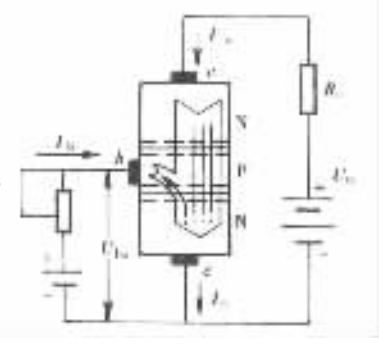


图 3－11－22　三极管的放大作用

对于同一型号的三极管，β 值基本恒定。

但是，当发射结电压 U_{be} 增加到高于集电结电压 U_{ce}，即 $U_{be} > U_{ce}$ 集电结也变成为正向偏置时，集电极电流 I_c 不再受

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

I_b 的控制，在相同的基极电流 I_b 时集电极电流 I_c 的数值比放大状态时小，三极管不再起放大作用。三极管的这种工作状态，称为“饱和”状态。当三极管饱和导通时呈低阻状态，即集电极与发射极之间的电阻很小，相当于开关接通。

试验还发现，若将发射结接成反向偏置，则基极电流为零（忽略反向漏电流），集电极电流也为零，即三极管不导通。三极管的这种工作状态，称为“截止”状态。三极管截止时呈高阻状态，相当于开关切断。

如上所述，三极管工作于饱和及截止状态时都失去了放大作用。因此，只要控制三极管发射结的电压，就可以控制三极管的工作状态。当使三极管只工作于饱和或截止状态时，相当于电路中的开关，称为三极管的开关作用。

4. 稳压管

稳压管的外形和内部结构与二极管相似，有正负两个电极，某些电特眭也与二极管相似。在电路图中的符号如图 3－11－23 所示。

当按图 3－11－23 箭头所示方向在稳压管的两端加正向电压时，稳压管导通，其电阻很小，相当于二极管。当加反向电压时，可能出现两种情况：若反向电压不超过某一数值，则稳压管呈高阻状态，稳压管截止；当反向电压达到一定值时，稳压管的电阻突然减小，流过其中的电流突然增大，稳压管导通。此后，即使再增加反向电压，稳压管两端的电压也不再增大，而保持一个固定值（稳压值）。只要流过的电流不超过某一允许值，稳压管就不会损坏，并可以在这种状态下长时间工作。

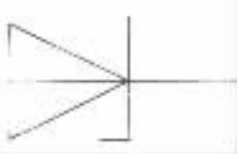


图 3－11－23 稳压管的符号

在电子电路中，常利用稳压管的这一特性，稳定电源电压或限制电压变化的幅度。

二、有触点半导体点火系统

有触点半导体点火装置用减小触点电流的方法，减小触点火花改善点火性能，它是一种半导体辅助点火装置，如图 3－11－24 所示。除了与传统点火系统一样具有电源、点火开关、分电器、点火线圈、火花塞之外，还在点火线圈初级绕组的电路中，增加了由三极管 VT 和电阻、电容等组成的点火控制电路，断电器的触点串联在三极管的基极电路中，控制三极管的导通与截止。其工作过程如下：

接通点火开关 SW，当断电器触点闭合时，三极管的基极电路被接通，使三极管饱和导通，接通了点火线圈的初级电路。其路径是：

三极管的基极电流：从蓄电池“＋”→点火开关 SW→点火线圈初级绕组 N_1→附加电阻 R_f→三极管的发射极 e、基极 b→电阻 R_2→断电器触点 K→搭铁→蓄电池“－”。

点火线圈初级绕组的电流：从蓄电池“＋”→点火开关 SW→点火线圈初级绕组 N_1→附加电阻 R_f→三极管的发射极 e、集电极 c→搭铁→蓄电池“－”。使点火线圈的铁心中积蓄了磁场能。

当断电器触点分开时，三极管的基极电路被切断。三极管由导通变为截止，切断了点火线圈初级绕组的电路，初级电流迅速下降到零，在点火线圈次级绕组中产生高压电，击穿火花塞间隙，点燃混合气。

发动机工作时，断电器触点不断地闭合、分开，控制三极管的导通与截止和初级电路的通

断，控制点火系统的工作。

图中电阻 R_1、R_2 是三极管的偏置电阻，用来控制三极管的基极电流。

电容器 C 的作用是使触点分开时，初级绕组中产生的自感电动势旁路，防止三极管截止时被自感电动势损坏。

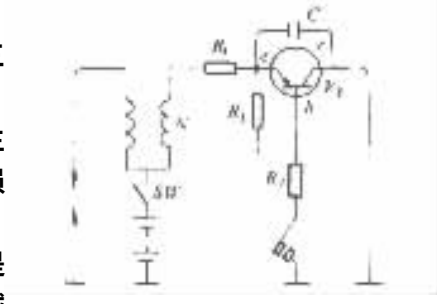


图 3－11－24　触点式半导体点火装置

触点式半导体点火装置工作时，流过触点的电流是三极管的基极电流，它是初级电流的 1/5～1/10，可以减小触点火花，延长触点的使用寿命。但是，这种半导体点火装置，还是利用触点开闭的作用产生点火信号，控制点火系统的工作，因此它克服不了触点式点火装置的固有缺点。例如：高速时触点臂振动，触点分开后不能及时闭合；顶推触点臂的顶块或凸轮磨损时会改变点火时刻；触点污染时不能可靠的点火等。触点式半导体点火装置，目前已很少使用。

三、无触点半导体点火系统

无触点半导体点火系统利用传感器代替断电器触点，产生点火信号，控制点火线圈的通断和点火系统的工作，可以克服与触点有关的一切缺点，在国内外汽车上应用十分广泛。

无触点点火系统一般由传感器、点火控制器、点火线圈、配电器、火花塞等组成。用于国内外汽车的半导体点火系统，按传感器形式的不同，分为：磁脉冲式、霍尔效应式、光电式等多种形式。

1. 磁脉冲式无触点点火装置

图 3－11－25 所示为用于日本丰田轻型客车上的磁脉冲式无触点点火装置。

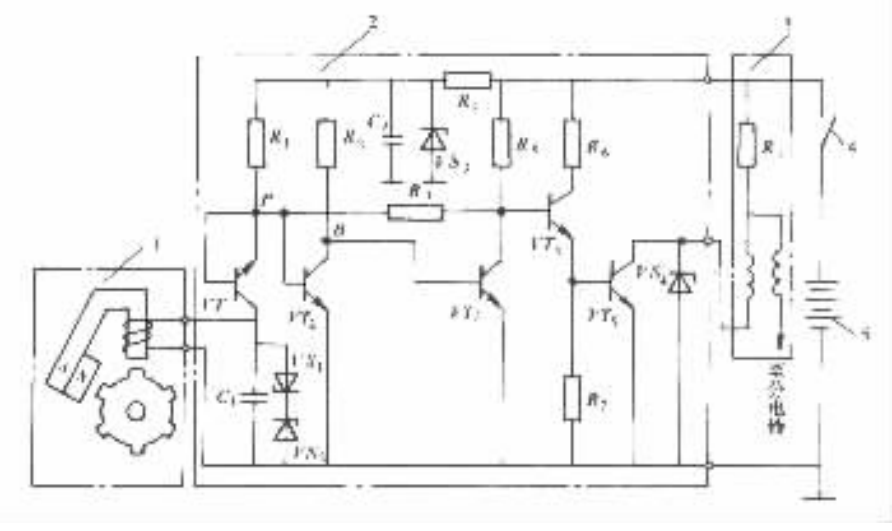


图 3－11－25　磁脉冲式无触点点火装置

1－传感器；2－点火控制器；3－点火线圈；4－点火开关；5－蓄电池

传感器　在磁脉冲式无触点点火系统中，传感器是一个点火信号发生器。它一般安装在分电器内，用来在发动机工作时产生点火信号。它由靠分电器轴带动且转速与之相等的信号

试读结束：需要全本请在线购买：www.ertongbook.com

转子 1，安装在分电器底板上的永久磁铁 4、绕在铁心 3 上的传感线圈 2 等部分组成，如图 3－11－26 所示。

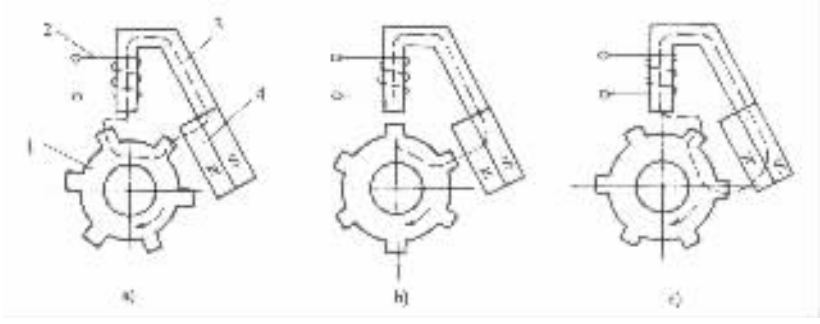


图 3－11－26 磁脉冲式传感器的组成及磁路

a)转子凸齿转向线圈铁心；b)转子凸齿与线圈铁心对齐；c)转子凸齿离开线圈铁心

1－信号转子；2－传感线圈；3－线圈铁心；4－永久磁铁

信号转子的外缘有凸齿，凸齿数与发动机气缸数相等。永久磁铁的磁力线，穿过转子的凸齿、传感线圈（以下简称线圈）的铁心构成磁回路。当转子旋转时，转子的凸齿与线圈铁心之间的空气间隙不断地改变，穿过线圈铁心中的磁通量也不断地变化。根据电磁感应原理，当穿过线圈的磁通量发生变化时，线圈中将产生感应电动势，感应电动势的大小与磁通的变化率成正比，其方向是阻碍磁通的变化。

当转子转到图 3－11－26a）所示位置时，转子的凸齿逐渐转向线圈铁心。与铁心凸齿间的空气间隙越来越小，穿过线圈铁心中的磁通量则逐渐增多，当转子的凸齿在接近铁心的某一位置时，磁通的变化率达到最大值，因此在线圈中产生的感应电动势也达到最大值（图 3－11－27 中的 a 点）。当转子转到图 3－11－26b）所示位置时，转子凸轮与线圈铁心中心线正好对齐，转子凸齿与线圈铁心间的空气间隙最小，穿过线圈铁心的磁通量最多，但磁通的变化率为零，线圈中产生的感应电动势也下降到零（图 3－11－27 中的 O 点）。转子继续转动，转到图 3－11－26c）所示位置时，凸齿渐渐离开线圈铁心，与铁心间的空气间隙逐渐增大，穿过线圈铁心中的磁通量则逐渐减小，磁通的变化率增大，线圈中产生的感应电动势又增大，但方向与磁通增加时相反。当转子的凸齿在离开线圈铁心的某一位置时，磁通的变化率达到最大值，线圈中产生的感应电动势也反向达到最大值（图 3－11－27 中的 a 点）。转子继续旋转，穿过铁心中的磁通逐渐减小到零，线圈中的感应电动势也下降到零。转子的凸齿每在铁心旁边转过一次，线圈中就产生一个一正一负的脉冲信号。

如此，发动机工作时转子不断地旋转，转子的凸齿交替地在线圈铁心的旁边扫过，使线圈铁心中的磁通不断地变化，在传感器的线圈中感应出如图 2－12－27 所示的，大小和方向不断变化的感应电动势。传感器则不断地将这种脉冲型电压信号输入点火控制器，作为发动机工作时的点火信号。

点火控制器　点火控制器是由三极管、稳压管、以及电阻、电容等元件组成的电子电路。它用来将传感器输入的点火信号整形、放大，转变为点火控制信号，再经过开关型大功率三极管，控制点火线圈初级电路的通、断和点火系统的工作。

工作过程如下：

在图 3－11－25 所示的电路中，接通点火开关，蓄电池立即向点火线圈和点火控制器供

电，但点火线圈的初级电路是否导通，取决于三极管 VT_5 是否导通，而 VT_5 是导通还是截止以及导通与截止的时刻，则取决于传感器输入的信号。

在点火控制器的电路中，三极管 VT_1 的发射极与基极相连，相当于发射极为正极，集电极为负极的二极管（图 3－11－28），起温度补偿作用。当 VT_1 截止时，其发射极的电位，即“P”点的电位是由偏置电阻提供的，是固定值。

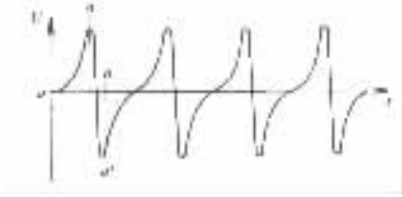


图 3－11－27　传感器输出信号

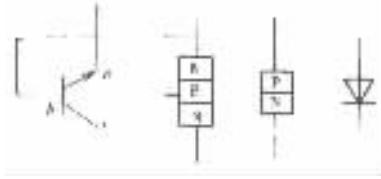


图 3－11－28　三极管 VT_1 接成二极管

发动机工作时，传感器产生的交变的电压信号，经“C”点输入点火控制器，并作用于三极管 VT_1 的集电极。当传感器输出的信号高于一定值，使“C”点的电位高于“P”点的电位时，三极管 VT_1 因承受反向电压而截止。“P”点的电位高于三极管 VT_2 的工作电位，于是三极管 VT_2 导通。VT_2 导通后其集电极电位降低，使三极管 VT_3 因发射结反向偏置而截止。VT_3 截止时其集电极电位升高，使三极管 VT_4 的发射结承受正向电压而导通，三极管 VT_5 也导通，接通了点火线圈初级绕组的电路。初级电流从蓄电池“正极”出发，经点火开关 4、点火线圈 3 的初级绕组、三极管巩的集电极、发射极、搭铁，流回蓄电池的“负极”。

当传感器输出的信号低于一定值，使“C”点的电位低于“P”点的电位时，三极管 VT_1 导通，“P”点的电位降低；使三极管巩的发射结承受反向偏置，而截止。VT_2 截止时，其集电极电位升高，于是三极管 VT_3 因发射结正向偏置而导通。VT_3 导通时集电极电位降低，使 VT_4、VT_5 由导通变为截止。三极管巩的截止，切断了点火线圈初级绕组的电路，初级电流迅速下降到零，在点火线圈次级绕组中产生高压电，击穿火花塞间隙，点燃混合气。

如此，发动机工作期间，传感器不断地将交变的电压信号输入点火控制器，使三极管 VT_5 不断地导通与截止，控制点火线圈初级电路的通、断和点火系统的工作。

控制器的电路中，其他各元件的作用：

稳压管 VS_1、VS_2 用来限制传感器输出信号的幅度，保护三极管 VT_1、VT_2。

稳压管 VS_3、电阻 R_3、电容器 C_2 组成稳压电路，稳定三极管 VT_1、VT_2 的电源电压。

稳压管 VS_4 保护三极管 VT_5 不被初级绕组中产生的自感电动势损坏。

应用于国内外汽车上的磁脉冲式无触点点火装置有多种形式，其组成和结构有一定差异。但它们的工作原理十分相似。

图 3－11－29 所示为 CA1092 型汽车的磁脉冲式无触点点火装置组成示意图。

磁脉冲式传感器的组成，如图 3－11－30 所示。它由转子、定子、传感线圈、塑性永磁片等组成，也安装在分电器内。塑性永磁片 5 与导磁板 6 铆接在一起套装在分电器底板的轴套上，由真空点火提前调节装置的拉杆限位，使转子与定子的爪极之间保持正确的相对位置。转子和定子的爪极数与发动机的气缸数相等，传感线圈安装在转子与定子之间。其工作原理与上述磁脉冲式传感器相同。

点火控制器是由点火系专用的集成电路芯片、电阻、电容、稳压管、达林顿管等组成的混合集成电路点火控制模块，安置在点火线圈上。图 3－11－31 是点火控制器的电路示意图。

本作品为本人原创 www.bzfxw.com 免费下载

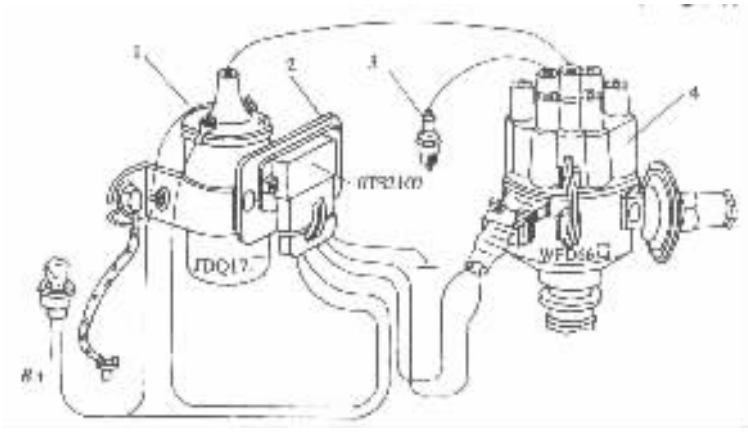


图 3－11－29 CA1092 型汽车的无触点点火装置示意图

1－点火线圈；2－点火控制器；3－火花塞；4－装有磁脉冲式传感器的分电器

2. 霍尔效应式无触点点火装置

霍尔效应式无触点点火装置，利用霍尔元件的霍尔效应制成传感器，在发动机运行时产生点火信号，控制点火系统的工作，它由霍尔分电器、点火线圈、点火控制器等组成。图 3－11－32 所示为奥迪、桑塔纳等轿车上采用的霍尔效应式无触点点火装置组成示意图。

霍尔传感器 霍尔传感器安装在分电器内，用来在发动机工作时产生点火信号，控制点火系统的工作。它由霍尔触发器、永久磁铁和带缺口的转子等组成，图 3－11－33 是霍尔传感器的组成与工作示意图。

霍尔触发器是一个带集成电路的半导体基片。当直流电压作用于触发器的两端时，便有电流 I 在其中通过，如果在垂直于电流的方向还有外加磁场的作用，则在垂直于电流和磁场的方向上产生电压 U_H，该电压称为霍尔电压，这种现象称为霍尔效应。图 3－11－34 是霍尔效应示意图。

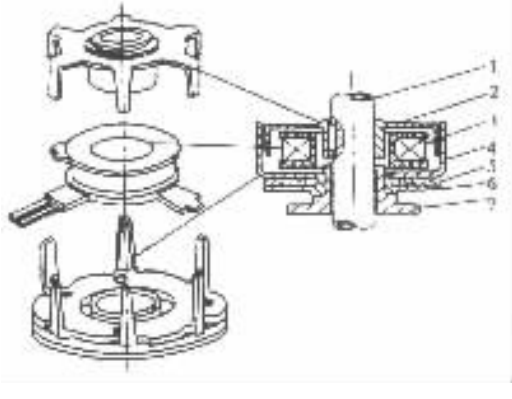


图 3－11－30 传感器组成示意图

1－分电器轴；2－爪形转子；3－传感线圈；4－爪形定子；5－塑性永磁片；6－导磁板；7－底板

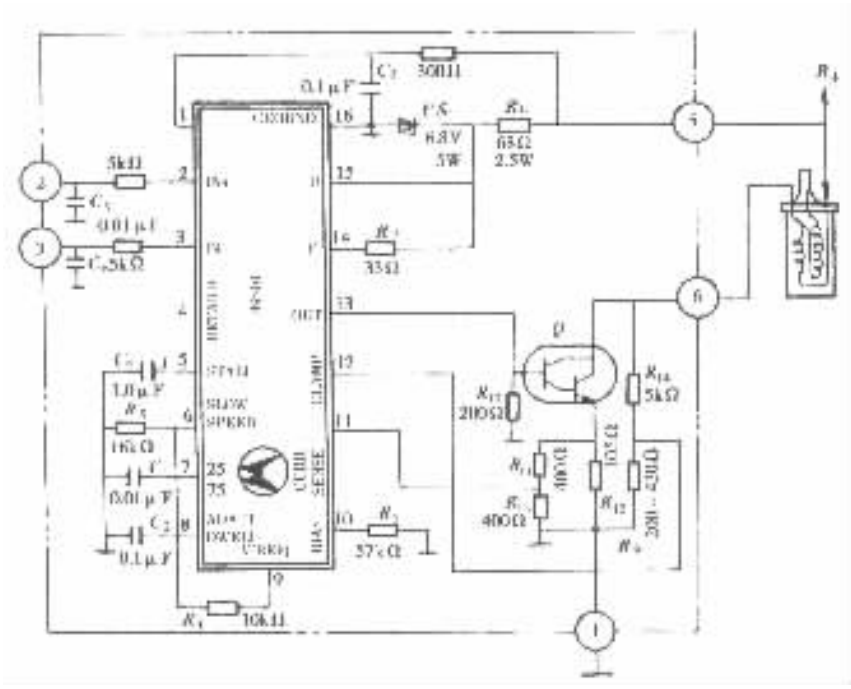


图 3－11－31　点火控制器电路示意图

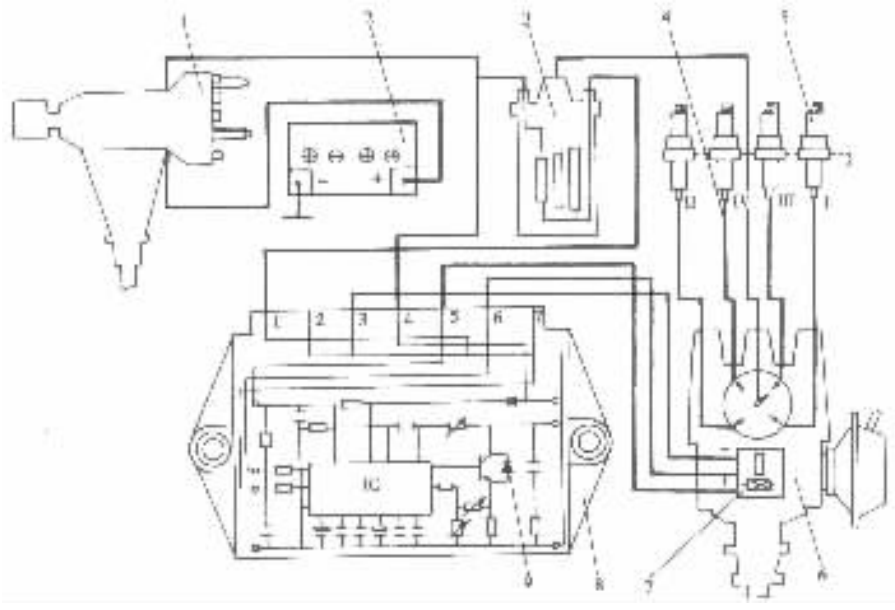


图 3－11－32　霍尔效应式无触点点火装置的组成示意图

1－点火开关；2－蓄电池；3－点火线圈；4－高压阻尼线；5－火花塞；6－霍尔分电器；7－霍尔传感器；8－点火控制器；9－达林顿管

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

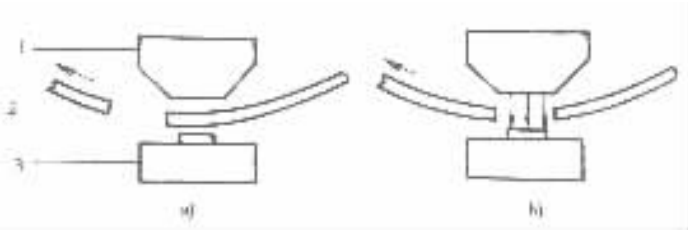


图 3－11－33 霍尔传感器组成与工作示意图

a)转子叶片处于永久磁铁与霍尔触发器之间；b)转子缺口处于永久磁铁与霍尔触发器之间

1. 永久磁铁；2. 带缺口的转子；3. 霍尔触发器

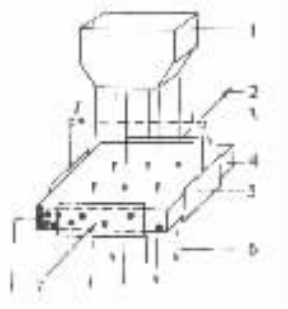


图 3－11－34 霍尔效应示意图

1－磁极；2－外加电压；3－霍尔电压；4－霍尔触发器；5－接触面；6－磁力线；7－剩余电子

霍尔电压 U_H 的大小与其中通过的电流 I 和外加磁场的强度 B 成正比，与基片的厚度成反比，可用下式表示：

$$U_H = \frac{R_H}{d} \cdot I \cdot B$$

式中：R_H——霍尔系数；

d——基片厚度；

I——电流；

B——外加磁场的磁感应强度。

霍尔传感器是利用霍尔元件的霍尔效应工作的，即利用只有在直流电压和磁场同时作用于霍尔触发器时，才能在触发器中产生电压信号的现象制成传感器，在发动机工作时产生点火信号。其工作与理如下：

如图 3－11－33 所示，当转子的叶片处于永久磁铁和霍尔触发器之间时，永久磁铁的磁力线被转子的叶片所旁路，不能作用到霍尔触发器上，霍尔触发器不产生电压信号；当转子的缺口处于永久磁铁和霍尔触发器之间时，永久磁铁的磁力线穿过转子的缺口作用于霍尔触发器，在外加电压和磁场的共同作用下，霍尔电压升高。发动机工作时，带缺口的转子不断地旋转，转子的缺口交替的在霍尔触发器和永久磁铁之间穿过，在霍尔触发器中产生交变的电压信号，并经内部的集成电路整形为规则的方波，作为点火控制信号，输入点火控制电路，控制点火线圈的通、断和点火系统的工作。

点火控制器　点火控制器由点火系统专用的集成电路芯片 IC、达林顿管及其他辅助电路组成。它用来将霍尔传感器输入的点火信号，整形、放大，并转变为点火控制信号，通过达林顿管控制点火线圈初级电路的通、断和点火系统的工作。

有些车型的点火系统，将点火控制器中功率输出级的达林顿管，安装在点火线圈上，以利于散热。

霍尔分电器　在霍尔效应式无触点点火系统中，霍尔传感器安装在分电器内，也称为霍尔分电器。霍尔分电器的结构，如图 3－11－35 所示。

霍尔效应式传感器输出电压信号的幅度，不受发动机转速的限制，它还具有结构简单、工作可靠、抗干扰能力强，以及使用中不需维护等许多特点。因此霍尔效应式无触点点火装置，已广泛应用于国产汽车的点火系统。

四、电容放电式半导体点火系统

上述半导体点火系统中，火花塞间隙跳火的能量，是在点火线圈初级电路接通后，以磁场能的形式储存在点火线圈的铁心中，点火线圈次级绕组中的高压电，是在初级电路被切断，铁心中的磁场迅速消失的瞬间产生的。而电容放电式半导体点火系统中，火花塞间隙跳火的能量储存于专用的储能电容器中，次级绕组中的高压电，是在储能电容器通过点火线圈初级绕组迅速放电的瞬间产生的。

电容放电式半导体点火系统，一般由直流升压器、可控硅及其触发器、储能电容器 C、点火线圈、分电器、火花塞等组成，图 3－11－36 是其组成示意图。

直流升压器由振荡器、变压器、整流器等三部分组成，电源供给的低压直流电经振荡器转换为低压交流电，经变压器升压，再经桥式全波整流器整流，获得所需要的 300～500V 的高压直流电。

可控硅也称为晶闸管是一种大功率半导体器件，它具有阳极、阴极和控制极 3 个电极。当在可控硅的阳极与阴极之间加正向电压、控制极与阴极之间加正向触发电压，且控制极电流达到一定数值时，可控硅导通。可控硅导通后，既使控制极与阴极之间不加控制电压，甚至加反向电压时，也不会影响可控硅的导通和流过可控硅的电流（阳极电流），可见可控硅一旦导通控制极失去作用。因此，控制极只起到控制可控硅导通的作用。只有在流过可控硅的电流低于维持可控硅导通的最小电流（维持电流），或在可控硅的阳极与阴极之间加反向电压时可控硅截止。因此，可控硅相当于一个可以控制的单向开关。它连接在储能电容器 C 和点火线圈初级绕组的电路中，用来控制点火线圈初级电路的导通与截止。

可控硅的触发器用来提供控制极的电压信号，并控制可控硅导通的时刻。触发器的工作，在有触点点火系统中可以由断电器触点控制，在无触点点火系统中可以由产生点火信号的传感器控制。前者称为有触点电容放电式半导体点火系统；后者称为无触点电容放电式半导体点火系统。其工作过程如下：

接通点火开关，蓄电池（或发电机）供给的

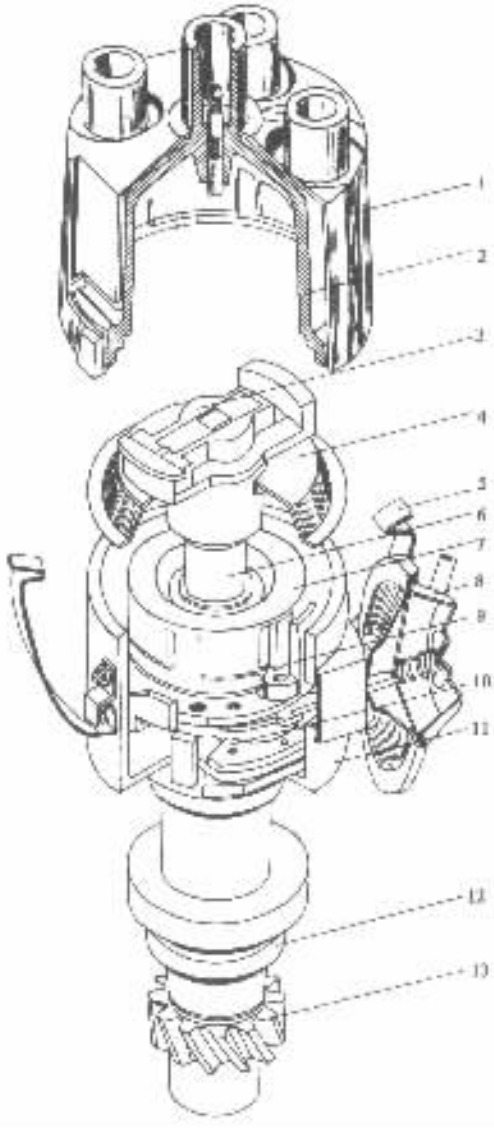


图 3－11－35　霍尔分电器

1－抗干扰屏蔽罩；2－分电器盖；3－分火头；4－防尘罩；5－分电器盖；6－分电器轴；7－缺口转子；8－真空点火提前调节装置；9－霍尔传感器托架总成；10－离心点火提前调节装置；11－分电器外壳；12－密封圈圈；13－斜齿轮

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

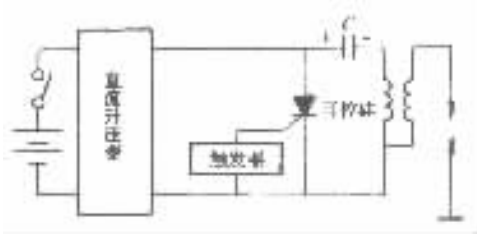


图 3－11－36 电容放电式半导体点火系统的组成示意图

低压直流电经直流升压器变换为 300～500V 的高压直流电，并向储能电容器 C 充电。触发器在规定的点火时刻，发出控制信号使可控硅导通。可控硅一导通，储能电容器 C 立即通过可控硅和点火线圈的初级绕组放电。由于放电电流迅速增加和铁心中磁场的迅速变化，在点火线圈的次级绕组中产生高压电，击穿火花塞间隙，点燃混合气。

可控硅导通后储能电容器的放电过程进行的非常迅速，可以得到很高的次级电压。而且次级电压上升的速度极高，使得次级电压的大小几乎不受发动机转速的影响，即使火花塞积炭时仍能达到很高的次级电压。但是，由于电容放电时间短，使低速和冷机起动时点火不十分可靠，以及结构复杂，成本高等缺点，使其应用受到限制。

五、集成电路半导体点火装置

集成电路半导体点火装置有多种形式，用于日产汽车发动机的集成电路点火装置是将磁脉冲式传感器的传感线圈，与集成电路的点火控制器制成一体，成为一个专用的集成电路点火组件，安装在分电器内；或将传感器的线圈，与点火控制器的一部分制成一体，安装在分电器内，而将点火控制器的另一部分，即功率放大部分（也称为功率输出级），安装在点火线圈上，以利于散热。图 3－11－37 是集成电路点火装置原理示意图。

图 3－11－38 是集成电路分电器的组成示意图。

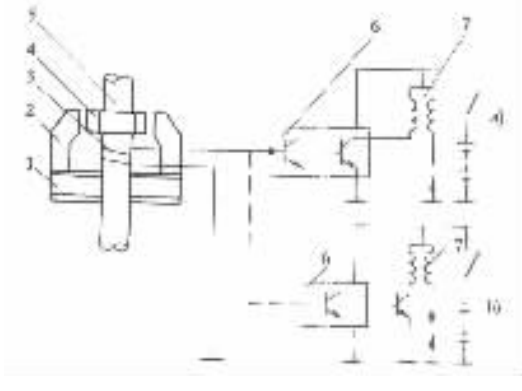


图 3－11－37 集成电路点火装置原理示意图

a）点火控制器与传感线圈制成一体；b）点火控制器的一部分与传感线圈制成一体

1－永久磁铁；2－定子；3－传感线圈；4－带凸齿的转子；5－分电器轴；6－点火控制器；7－点火线圈

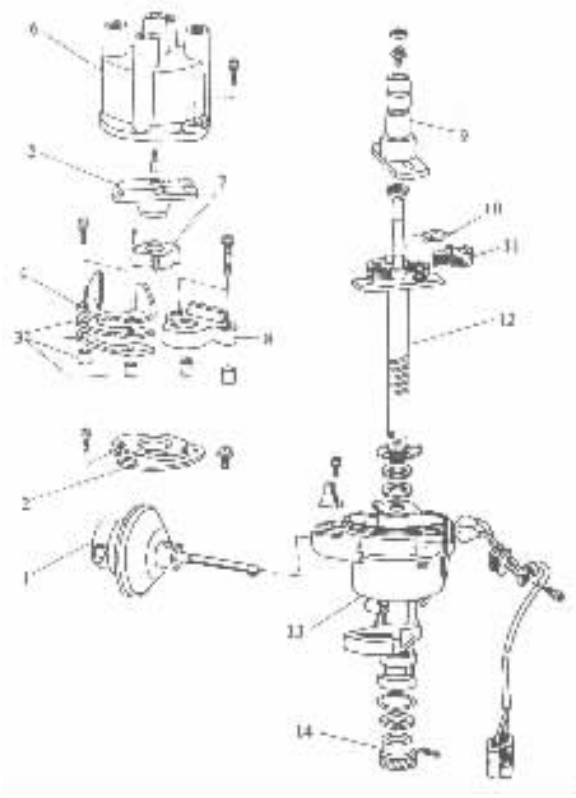


图 3－11－38　集成电路分电器的组成

1－真空点火提前调节装置；2－断路片；3－永久磁铁和垫圈；4－定子；5－分火头；6－分电器盖；7－转子；8－集成电器点火组件；9－联轴器；10－弹簧；11－离心点火提前调节装置；12－分电器轴；13－分电器壳；14－传动齿轮

第五节　微机控制点火系统

上述半导体点火系统，虽在提高次级电压和火花能量，改善发动机的动力性、经济性、减少排气污染，以及在延长触点寿命，提高点火系统工作的可靠性等许多方面都是卓有成效的。但是，它们对点火时刻的调节，与传统点火系统一样，仍利用离心提前和真空提前两套机械式点火提前调节装置进行调节。由于机械的滞后、磨损以及装置本身的局限性等许多因素的影响，它不能保证在发动机任何工况下点火时刻均为最佳值，不是偏早就是偏迟。同时，点火线圈初级电路的导通时间，受断电器凸轮形状或传感器输出信号波形的限制，发动机低速运行时点火周期长，使初级电路导通时间长，初级电流大，点火线圈容易发热；高速运行时点火周期缩短，初级电路导通时间短，初级电流小，次级电压低，点火不可靠。

微机控制的点火系统，由微机控制系统根据各传感器提供的信号，随发动机工况的变化自动地调节点火提前角，使发动机在任何工况下，均能获得最佳点火提前角。此外，它还能自动地调节初级电路的导通时间，使发动机低速运行时，初级电路导通时间适当缩短，防止点火线圈过热；发动机高速运行时，初级电路导通时间适当延长，以提高次级电压和点火能量。

微机控制的点火系统，一般由传感器、微机控制器、点火控制器以及点火线圈等组成。图 3－11－39 是微机点火控制系统组成框图。用于不同车型的微机点火控制系统，各组成部分

试读结束：需要全本请在线购买：www.ertongbook.com

的结构不同，但它们的工作原理是相似的。

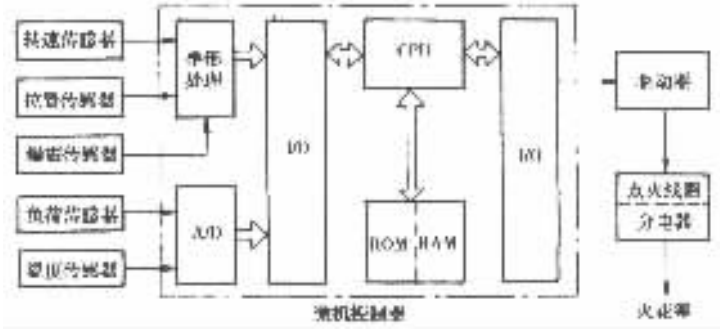


图 3－11－39 微机点火控制系统组成框图

一、奥迪 200 型轿车五缸涡轮增压型发动机点火系统

奥迪 200 型轿车五缸涡轮增压型发动机，是一种采用机械式燃油喷射的系统（K 型燃油喷射系统）。其点火控制系统的组成如图 3－11－40 所示。

1. 点火系统的组成及各组成部分的作用

传感器　在微机点火控制系统中，传感器是用来在发动机工作时不断地检测反映发动机工况的信息，输入控制器，作为控制系统进行运算和控制的依据或基准。

(1)发动机转速传感器用来检测发动机曲轴的转速，作为控制系统进行运算的主要依据。它是由传感线圈和永久磁铁组成的磁脉冲式信号发生器，安装在飞轮的侧面，线圈的铁心与飞轮周缘上的 135 个凸齿相对应。其外形如图 3－11－41 所示。

发动机工作时，曲轴不断旋转，飞轮上的凸齿不断地在线圈铁心的旁边扫过，使线圈中产生交变的电压信号（以下简称脉冲信号）曲轴每转一转，线圈中产生 135 个脉冲信号，输入控制器。作为控制系统进行运算和控制的主要依据。

(2)点火基准传感器其结构与发动机转速传感器相同，也安装在飞轮的侧面，线圈的铁心与固定在飞轮上的一个圆柱销相对应。发动机工作时，曲轴每转一转产生一个脉冲信号。在安装分电器时，应保证当第一缸活塞到达压缩行程上止点前 62°时产生信号，以此信号作为点火控制的基准信号。

(3)霍尔传感器安装在分电器内，其转子上只有一个缺口，分电器轴每转一转只产生一个脉冲信号，信号的宽度为 35°。在安装分电器时，应使该信号出现在一缸压缩行程上止点前 80°。霍尔传感器的信号也输入控制器，并使来自点火基准传感器的第二个信号被抵消，从而曲轴每转两转得到一个第一缸压缩行程时，活塞到达上止点前 62°的信号，作为点火控制的实际基准。

(4)增压传感器是一种压电晶体型负压传感器，安装在微机控制器内，通过胶管连接到节气门后方的进气道，它将进气管内的压力转变为电压信号，反映发动机负荷的大小，输入控制器也作为控制系统进行运算的主要依据。

(5)冷却液温度传感器采用热敏电阻型温度传感器，安装在发动机的冷却水道上。发动机工作时，检测冷却水的温度信号，输入控制器，作为控制系统根据冷却水温度修正点火时刻的主要依据。

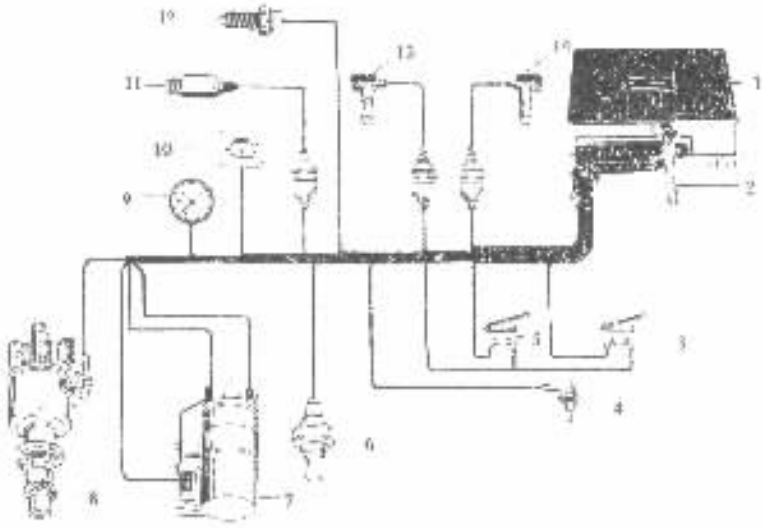


图 3－11－40　微机点火控制系统组成示意图

1－微机控制器；2－增压传感器连接管；3－全负荷开关；4－进气温度传感器；5－怠速及超速燃油阻断开关；6－冷却液温度传感器；7－点火线圈；8－霍尔分电器；9－速度表；10－故障灯；11－爆震传感器；12－制动灯开关；13－发动机转速传感器；14－点火基准传感器

(6)爆震传感器发动机工作时的最佳点火提前角，与发动机爆震时的点火提前角极其接近，所以发动机工作时容易产生爆震。爆震传感器可以检测到这一信号，并输入控制器，以便在发生爆震时控制系统自动地推迟点火提前角以消除爆震。

(7)怠速及超速燃油阻断开关安装在节气门体总成的底部，将怠速时节气门关闭的信号输入控制器，作为怠速点火时刻控制和怠速转速控制的依据。也作为发动机怠速状态超速运行时切断燃油供给的依据。

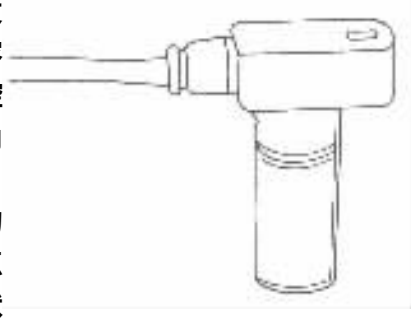


图 3－11－41　发动机转速传感器

(8)全负荷节气门开关安装在节气门体总成的顶部，将发动机全负荷运行时节气门全开的信号输入控制器，用于发动机全负荷时点火时刻控制和混合气加浓控制。

微机控制器　微机控制器简称控制器，或称电子控制单元，用英文名称的缩写“ECU”表示。它是控制系统的中枢，也称为电脑。在发动机工作时，控制器根据各传感器输入的反映发动机工况的信息，按特定的程序计算最佳点火提前角和初级电路导通时间，并将计算的结果转变为点火控制信号，控制点火系统的工作。

微机控制系统的功能很强，一般情况下它在进行点火控制的同时，还可以同时实现对发动机的汽油喷射(空燃比)控制、怠速转速、废气再循环、燃油泵的工作等多项参数的控制。它还具有故障自诊断和保护功能，当控制系统或某些传感器发生故障时，它能自动地检测到故障的部位，记录故障代码并采取相应的保护措施，维持发动机运行。

控制器主要由微处理器、存储器、输入输出接口、模数转换器以及整形、驱动等大规模集成电路组成。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

(1)微处理器是控制器的核心部分,具有运算和控制的功能,也称为中央处理器,用英文名称的缩写 CPU 表示。发动机运行时它不断地采集各传感器输入的信号,进行运算,并将运算的结果转变为控制信号,通过输出电路,控制点火系统的工作;它还实行对存储器、输入输出接口及其他外围电路的控制。

(2)存储器也是控制器的重要组成部分,用来存放实现控制系统运行所需要的全部程序,存放通过大量试验获得的原始数据,例如发动机在各种转速和负荷时的最佳点火提前角、初级电路导通时间及其它有关数据;还要存放运算的中间结果。按着存储对象的性质和要求不同,存储器分为:只读存储器(ROM)和随机存储器(RAM)两种形式。前者用来存放程序和原始数据,后者存放运算的中间结果。

(3)输入输出接口 用英文名称的缩写 I/O 表示,也称为 I/O 接口。由于 CPU 的工作速度极快,而传感器等外部电路工作的速度又很慢,因此它们之间不能直接进行数据的交换,I/O 接口的作用是协调 CPU 与外部设备之间的工作。

(4)模数转换器用英文名称的缩写 A/D 表示,也称为 A/D 转换器。一些传感器输入的信号,是连续变化的电流或电压信号,称为模拟信号。而 CPU 只能接受用 0 或 1 表示的数字信号,A/D 转换器是用来将模拟信号转变为数字信号的集成电路芯片。

(5)整形与信号处理电路用来将传感器输出的信号整形、放大,转变为计算机能接受的理想的波形。

(6)驱动电路用来将控制器发出的控制信号加以放大,以便驱动点火线圈等执行机构的工作。

2. 微机控制点火系统的工作过程

发动机工作期间,各传感器不断地将检测到的信号,如发动机的转速、负荷、冷却水的温度、节气门的状态,以及是否发生爆震等与发动机工况有关的信号,经接口电路输入控制器。控制器根据发动机的转速和负荷信号,按存储器中存放的程序,以及与点火提前角和初级电路导通时间等有关的数据,计算出与该工况相对应的最佳点火提前角和初级电路导通时间,并根据冷却水的温度加以修正。最后根据计算结果和点火基准信号,在最佳的时刻向点火控制电路和点火线圈发出控制信号,接通点火线圈的初级电路,经过最佳的导通时间后,再发出控制信号切断点火线圈的初级电路,使点火线圈的次级电路中产生高压电,并经配电器送往火花塞,点燃混合气。

发动机工作期间,如果发生爆震,爆震传感器将与爆震有关的电压信号输入控制器,控制器将点火时刻适当推迟,爆震消除后再将点火点逐渐移回到最佳点,实现了点火提前角的闭环控制。

发动机工作期间,控制系统还不断的监视各传感器和控制器自身的工作,一检测到故障,立即将所发生的故障转变为相应的故障代码,并存入存储器中,必要时采取相应的保护措施,维持发动机运行。在进行故障诊断时,技术人员可以按规定的方法调出故障代码并排除故障。

采用微机控制的点火系统,对于提高发动机的动力性、经济性、减小排气污染等都是十分有效的。因此,微机控制的点火系统,在现代汽车的汽油发动机上,已得至广泛应用。

二、无分电器点火系统

上述微机控制点火系统,取消了分电器内的离心点火提前调节装置和真空点火提前调节装置,简化了分电器的结构。若将发动机转速和曲轴位置传感器,都安置在曲轴端,则分电器

只用来进行高压电的分配。因此，采用微机点火控制以后，可以进一步取消分电器，由控制系统直接进行高压电的分配，成为无分电器的点火系统。

无分电器的点火系统工作时，点火线圈产生的高压电，由控制系统直接分配到各缸火花塞。因此，也称为直接点火系统。

无分电器点火系统中，一般采用闭磁路双点火线圈。点火线圈次级绕组的两端，均作为高压输出端，分别接两缸火花塞，使两个气缸的火花塞串联工作。图 3－11－42 是奥迪 V6 发动机的点火系统示意图。它将三个双点火线圈组装成一体，成为点火线圈组件。每个点火线圈有两个高压输出端，接同时处于上止点的一对气缸的火花塞，即分别接 1 与 6、2 与 4、3 与 5 缸的火花塞。

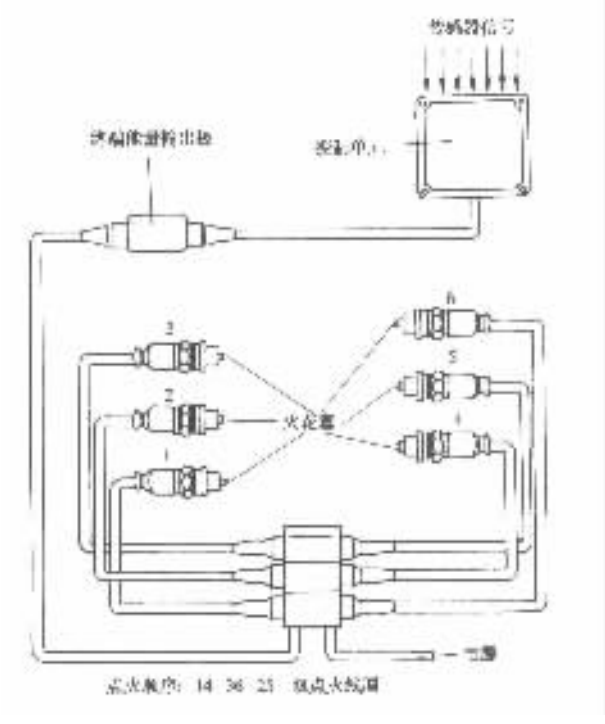


图 3－11－42　无分电器点火系统示意图

发动机工作时，当第一缸活塞处于压缩行程上止点时，六缸活塞则处于排气行程上止点，一缸火花塞跳火瞬间，六缸火花塞间隙也跳火，即两缸火花塞同时跳火。但是，由于六缸活塞处于排气行程接近终了的位置，气缸内的压力接近大气压力，火花塞间隙容易被高压电击穿，产生电火花，但不能点燃混合气。因此处于排气行程的气缸中产生的电火花不起作用，称为废火。处于排气行程的气缸中火花塞跳火时，只需要 1kV 左右的高压电，而且火花塞间隙击穿后阻力大大减小，绝大部分高压电作用在处于压缩行程气缸的火花塞上，所以废火的存在对火花能量和发动机的工作并无影响。

无分电器点火系统在发动机工作时，由微机控制系统通过专用的点火控制电路（终端能量输出级），控制各点火线圈的工作，图 3－11－43 为无分电器点火系统的原理示意图。

目前，应用于各种车型的无分电器点火系统有多种形式，图 3－11－44 所示为单独点火式无分电器点火系统示意图。该系统为每一个气缸的火花塞单独配置一个点火线圈，并将点火

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

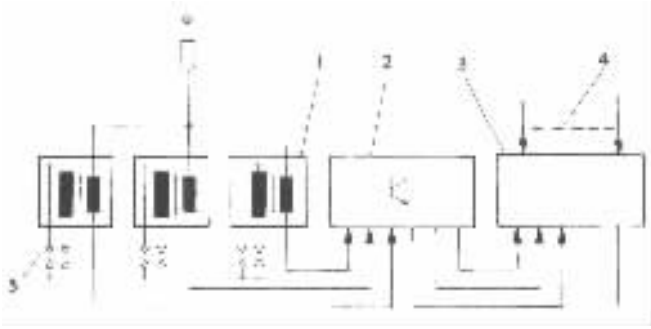


图 3－11－43 无分电器点火系统原理示意图

1－双点火线圈 2－终端能量输出级 3－制器 4－传感器输入信号 5－火花塞

线圈直接安装在火花塞上。点火时刻和点火线圈的工作，由电控系统控制。

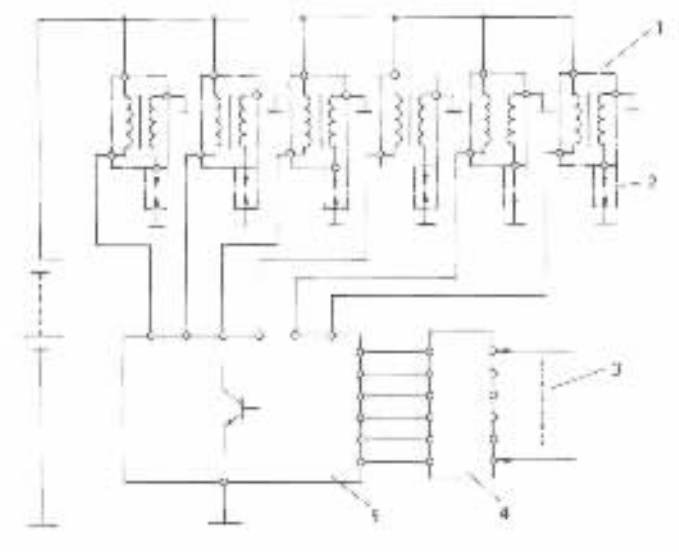


图 3－11－44 单独点火式无分电器点火系统示意图

1－点火线圈 2－火花塞 3－传感器输入信号 4－微机控制器 ECU 5－点火控制器；

第六节 电源

汽车上的点火系统及全车电气设备的电源，是由蓄电池、发电机和调节器组成的。汽车运行时蓄电池与发电机是配合工作的，其工作情况如下：

发动机正常运行时，发电机向点火系及其它用电设备供电，并同时向蓄电池充电。

汽车的用电设备用电量过大，超过发电机的供电能力时，蓄电池与发电机共同向点火系统及其它用电设备供电。

发动机起动或低速运行时，发电机不发电或电压很低时，起动机、点火系统及其它用电设备所需要的电能，全部由蓄电池供给。

一、蓄电池

蓄电池是一个化学电源。在充电时，靠内部的化学反应将电源的电能转变为化学能储存起来；在用电时，再通过内部的化学反应将储存的化学能转变为电能，输出给用电设备。车用蓄电池按电解液的成分和极板材料的不同，分为酸性蓄电池和碱性蓄电池。

在汽车上，起动机是蓄电池的主要用电设备。在接通起动机起动发动机瞬间（5～10s），起动机消耗的电流达 300～500A，大功率柴油机的起动机可达 1000A。目前绝大多数汽车使用酸性蓄电池，即铅酸蓄电池，简称铅蓄电池或蓄电池。铅蓄电池的主要特点是内阻小、起动性能好、能在短时间内输出大电流。因此在汽车上它主要用于在起动时向起动机供电，所以铅蓄电池也称为起动蓄电池。

蓄电池由极板、隔板、电解液和壳体等组成。

车用蓄电池一般由 3 个或 6 个电压为 2V 左右的单格蓄电池，串联成 6V 或 12V 蓄电池。图 3－11－45 所示为 6V 蓄电池的结构图。

为了提高蓄电池的容量，每个单格蓄电池中有多片正极板 4 和负极板 3，即所在正极板或负极板分别焊接在横板 14 上，横板的上部有接线柱，两片极板之间留有间隙，形成正极板组和负极板组。正极板组和负极板组穿插在一起，为了使每片正极板都夹在两片负极板之间，负极

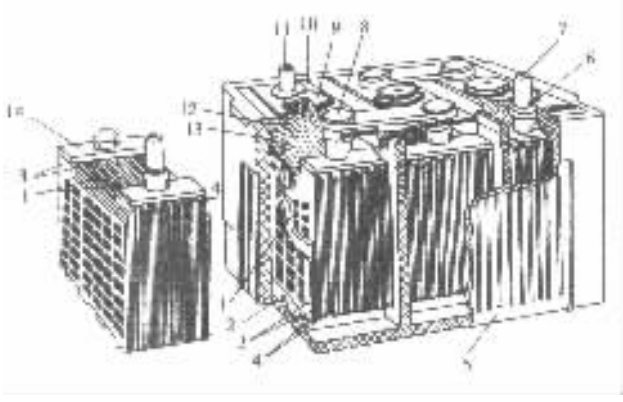


图 3－11－45　蓄电池

1－隔板；2－凸棱；3－负极板；4－正极板；5－壳体；6－密封环；7－正极电桩；8－连接片；9－加液孔盖；10－蓄电池盖；11－负极电桩；12－封口料；13－护板；14－横板

板应比正极板多一片，为了防止正负极板之间短路，两片极板之间夹有一片多孔性的隔板 1，成为正负极板组。

蓄电池的极板是在由铅锑合金浇铸成的栅架上，涂敷活性物质经干燥和形成处理而成。活性物质的主要原料是四氧化三铅和一氧化铅，经形成处理后正极板上的活性物质转变为红棕色的二氧化铅（PbO_2），负极板上的活性物质转变为青灰色的海绵状铅（pb）。这种活性物质具有多孔性，电解液可以自由的渗入极板内层的孔隙中，使参加化学反应的活性物质的表面积增大。

蓄电池的电解液是由纯净的硫酸（H_2SO_4）和蒸馏水（H_2O）按一定的比例配制成的硫酸水溶液。电解液中硫酸所占的比例，用电解液的密度表示。车用蓄电池的电解液密度约为 1.27～1.31g/cm^3。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

蓄电池的壳体 5 由塑料或硬橡胶制成。壳体内分为 3 个或 6 个单格，每一个单格中装入一个正负极板组。壳体的底部有凸棱 2，支撑极板组防止极板上脱落下来的活性物质将极板短路。壳体的上部用盖 10 密封，并用特殊胶质封料填充所有接缝。3 个（或 6 个）单格蓄电池用连接片 8 串联，并在两端的正负接线柱上焊接正极电桩 7 和负极电桩 11。

蓄电池盖上有加液孔，用加液孔盖 9 封闭。加液孔盖上有通气孔，使化学反应中产生的气体可以逸出。

每个单格蓄电池的端电压，在充足电时约为 2.1V，以正常放电电流完全放电时约为 1.7～1.75V。

使用汽油发动机的汽车，电源电压一般为 12V。在使用柴油发动机的汽车上，因起动机的电压一般为 24V，常将两个 12V 蓄电池串联使用。有些柴油车只有起动机的电压为 24V，其它用电设备的电压仍为 12V，因此在接起动机起动发动机时将两个 12V 蓄电池串联，起动后发动机正常运行时将再两个蓄电池并联。串联与并联的转换由专用的转换器完成。

上述铅蓄电池在使用中需要经常维护。目前国内外汽车上广泛使用一种新型蓄电池，称为无维护蓄电池或免维护蓄电池。无维护蓄电池的电解液，由制造厂在出厂前一次性加注，并密封在壳体内。因此，电解液不会泄漏、腐蚀机体和接线柱。

无维护蓄电池由于结构、材料和加工工艺等多方面的改进，使它还具有耐振、耐高温、自放电少、体积小、使用寿命长，无须维护等许多特点。图 3－11－46 所示为无维护蓄电池的结构示意图。

二、发电机

汽车上发电机的作用是向车上的用电设备供电并向蓄电池充电，要求车用发电机的输出电压必须为直流电压，在汽车行驶中还必须保持恒定。为此，车用发电机必须配有电压调节器，在发动机转速变化时保持发电机电压恒定。

目前，国内外汽车上几乎都使用硅整流交流发电机。

1. 硅整流交流发电机的组成

硅整流交流发电机是由一台三相同步交流发电机和硅二极管整流器组成的。发电机工作时产生的三相交流电，经由 6 个或 8 个硅二极管组成的三相桥式全波整流电路，整流为直流电。

硅整流交流发电机由转子、定子、整流器、端盖、带轮、风扇叶轮等组成。图 3－11－47 所示为硅整流交流发电机的组成示意图。

转子 用来在发电机工作时建立磁场。它由压装在转子轴上的两块爪形磁极 5、两块磁极之间的励磁绕组 6 和压装在转子轴上的两个滑环 7 组成。两个滑环彼此绝缘并与轴绝缘。励磁绕组的两端分别焊接在两个滑环上。

定子 用来在发电机工作时与转子的磁场相互作用产生交流电压。它由内圆带槽的硅钢片叠成的铁心和对称地安装在铁心上的三相定子绕组组成。

三相定子绕组可以按星形接法连接或按三角形接法连接。按星形接法连接时，三相绕组的首端分别接整流器的硅二极管，三相绕组的尾端连接在一起作为发电机的中性点。按三角形接法连接时，三相绕组中每一相绕组的尾端依次与后一相绕组的首端相连，连接点分别接整流器的硅二极管。

整流器 是由 6 个或 8 个硅二极管组成的三相桥式全波整流电路，在发电机工作时将三

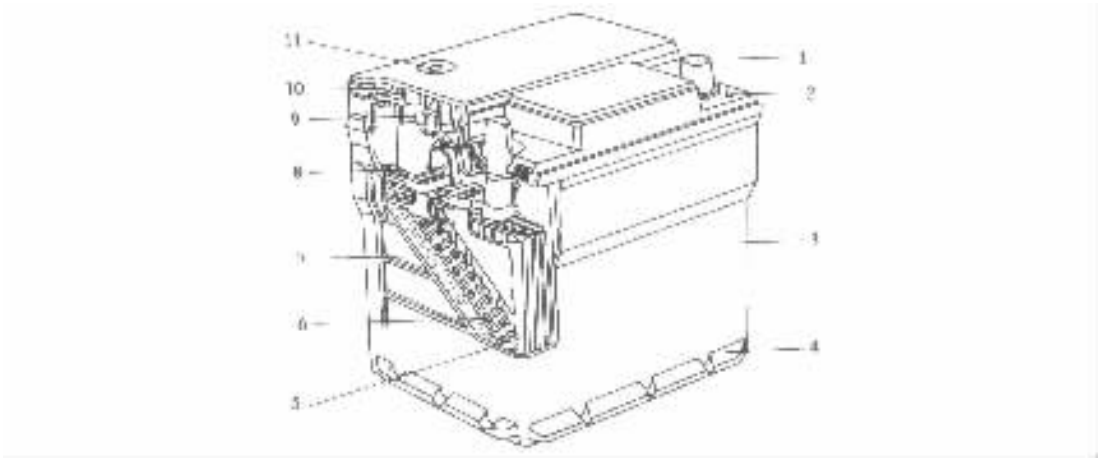


图 3－11－46　无维护蓄电池

1－接线柱；2－模压代号；3－壳体；4－用于安装的下滑面；5－袋状隔板；
6－铅钙合金的栅架；7－活性物质；8－极板连接夹和单格连接器；
9－液、气隔板；10－安全通气孔；11－电解液密度观测孔

相定子绕组中产生的三相交流电整流为直流电。在负极搭铁的系统中，整流器的二极管中 3 个(或 4 个)二极管的壳体为负极，压装在与发电机机体绝缘的元件板上，并与发电机输出端(正极)相连，二极管的引线为正极，称为正极二极管；另外 3 个(或 4 个)二极管的壳体为正极，压装在不与机体绝缘的元件板上，或直接压装在电刷端盖上，作为发电机的负极，二极管的引线为负极，称为负极二极管。图 3－11－48 所示为硅整流交流发电机电路原理图。

为了利用发电机中性点电压提高发电机的功率，有些发电机的整流器具有 8 个硅二极管，如图 3－11－49a)所示。其中两个二极管为中性点二极管，对中性点电压进行整流。

有些发电机的整流器中还装有 3 个励磁二极管，则整流器有 9 个二极管，如图 3－11－49b)所示，3 个励磁二极管与整流器中的 3 个负极二极管，组成另一个三相桥式全波整流电路，直接向发电机的励磁绕组供电。还有在发电机整流器中既有中性点二极管，又有励磁二极管，其整个整流器具有 11 个二极管(图 3－11－49c)。

驱动端盖和电刷端盖　作为发电机的前后支撑。电刷端盖上有电刷架和两个彼此绝缘的电刷，并通过弹簧使两个电刷分别与电枢轴上的两个滑环紧密接触。两个电刷的引线分别接电刷端盖上的两个“磁场”接线柱 F1、F2(称为外搭铁式发电机)，或一个电刷的引线接发电机的“磁场”接线柱 F，另一个电刷的引线在发电机内部搭铁(称为内搭铁式发电机)。整流器总成也可以安装在电刷端盖上，有利于检修。

发电机的前端还装有带轮和风扇叶轮，用于驱动发电机旋转和强制通风散热。

2. 硅整流交流发电机的工作原理

当直流电压通过电刷和滑环，作用于励磁绕组的两端时，励磁绕组中有电流通过，并在其周围产生磁场，使转子轴和轴上的两块爪形磁极磁化，一块为 N 极，另一块为 S 极。由于它们的极爪相间排列，便形成了一组交错排列的磁极，如图 3－11－50 所示。发电机工作时，转子及其爪极在定子中间旋转形成旋转的磁场，旋转磁场的磁力线穿过定子铁心和三相定子绕组，在三相定子绕组中感应生成三相交流电，经整流器整流为直流电。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

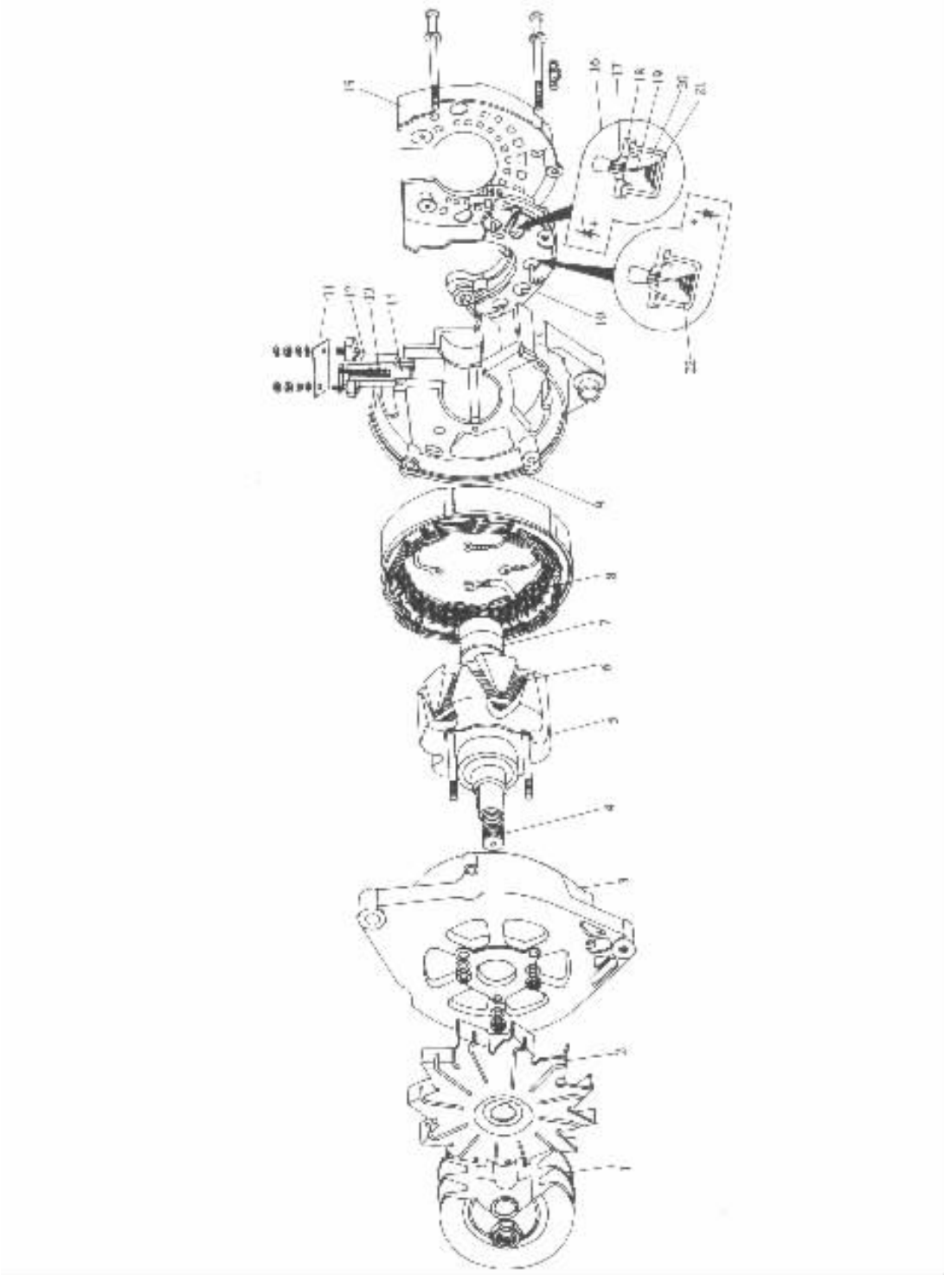


图 3－11－47 硅整流交流发电机的组成示意图

1－带轮；2－风扇叶轮；3－驱动端盖；4－转子轴；5－爪形磁极；6－励磁绕组；7－滑环；8－定子总成；9－电刷端盖；10－整流器总成；11－电刷弹簧盖板；12－电刷架；13－电刷弹簧；14－电刷；15－防护罩；16－硅二极管；17－绝缘体；18－盖；19－引出线(二极管的一个电极)；20－硅组合体；21、22－外壳(二极管的另一电极)

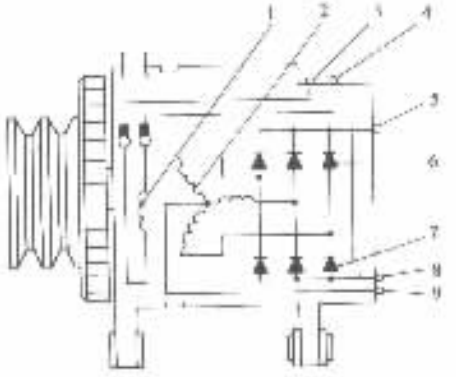


图 3－11－48　交流发电机电路原理图

1－励磁绕组；2－三相定子绕组；3－磁场接线柱 F_1；4－磁场接线柱 F_2；5－输出接线柱“+”；6－正极二极管；7－负极二极管；8－搭铁接线柱；9－中性点接线柱“N”

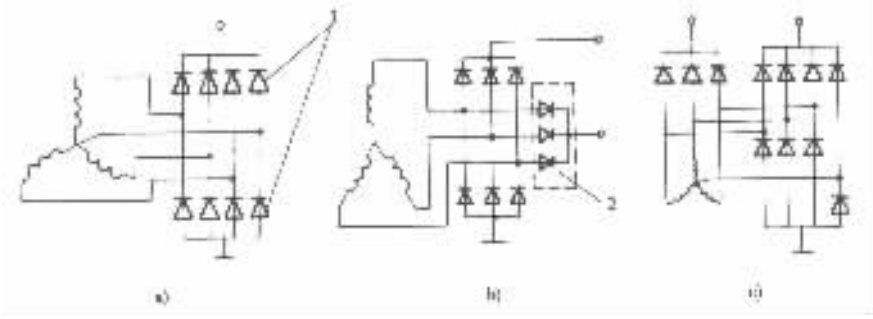


图 3－11－49　具有中性点二极管和励磁二极管的整流电路

a)具有中性点二极管；b)具有励磁二极管；c)具有中性点和励磁二极管

1－中性点二极管；2－励磁二极管

发电机工作时输出电压的大小，随发电机转速的升高和磁场的增强而增大。在发电机空载运行时，发电机的端电压 U 可近似的用下式表示：

$$U = cn\Phi$$

式中：n——发电机转速；

Φ——磁极磁通；

c——与电机有关的常数。

3. 发电机的电压调节器

汽车上，发电机是由发动机通过风扇皮带驱动旋转的，发动机工作时的转速在很大的范围内变化，使发电机的转速及电压也在很大的范围内变化。汽车上用电设备的额定工作电压及对蓄电池充电的电压是恒定的，一般为 12V(24V 或 6V)。为此，要求在发电机工作时，发电机的输出电压必须保持恒定。因此，汽车发电

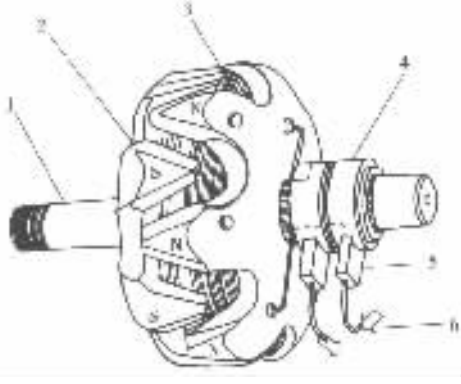


图 3－11－50　交流发电机的磁极

1－转子轴；2－爪形磁极；3－励磁绕组；4－滑环；5－电刷；6－电流的方向

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

机在工作时必须配用电压调节器，使发电机转速变化时，发电机的端电压保持恒定。

发动机工作时，电压调节器在发电机电压超过一定值以后，通过调节流过励磁绕组的电流强度，从而调节磁极磁通 Φ 的方法，在发电机转速 n 变化时使其电压保持恒定。电压为 12V 的系统中，发电机的调节电压一般为 13.5～14.5V（或 13.8～14.8V）。

常用的电压调节器有触点振动式电压调节器、晶体管电压调节器、集成电路电压调节器等多种形式。

1）触点振动式电压调节器

触点振动式电压调节器，简称触点式电压调节器，它是一种机械式调节器。常用的触点式电压调节器有双级振动式、单级振动式和具有充电继电器的双联式调节器等多种形式，图 3－11－51 所示为双级振动式电压调节器结构示意图。

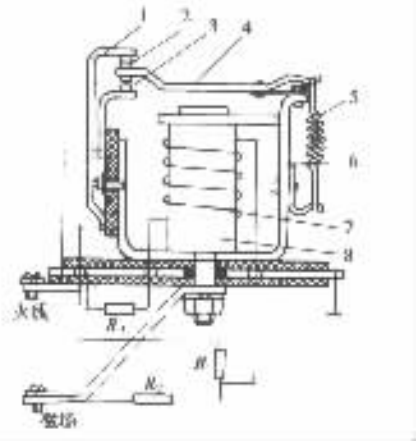


图 3－11－51 双级振动式电压调节器

1－固定触点支架；2－第 1 级触点；3－第Ⅱ级触点；4－活动触点臂；5－弹簧；6－磁轭；7－磁化线圈；8－铁心；R_1－加速电阻；R_2－调节电阻；R_3－温度补偿电阻

图 3－11－52 所示为双级振动式电压调节器的电路原理图。触点式电压调节器的第 1 级触点，串联在发电机的励磁电路中，调节电阻 R_2 和加速电阻 R_1 与第Ⅰ级触点并联。调节器的磁化线圈 9 通过加速电阻 R_1 与发电机的输出端并联。第Ⅱ级触点的固定触点接地。它利用触点开、闭的作用调节励磁电路的电阻，在发电机转速超过一定值以后，使发电机电压保持恒定。

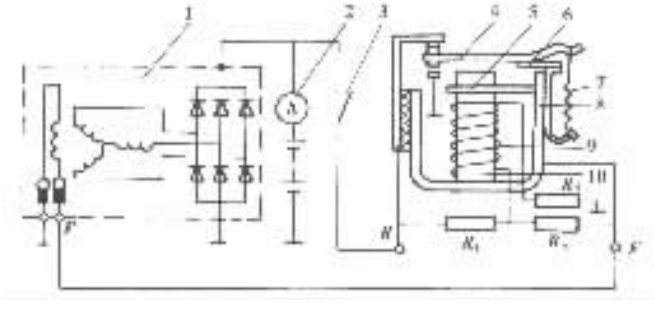


图 3－11－52 双级振动式电压调节器电路原理图

1－发电机；2－电流表；3－点火开关；4－活动触点臂；5－磁分路；6－双金属片；7－弹簧；8－磁轭；9－磁化线圈；10－铁心；B－调节器的“火线”接线柱；F－调节器（或发电机）的“磁场”接线柱

当发电机电压低于规定的调节电压时第Ⅰ级触点闭合，发电机通过调节器的第Ⅰ级触点向发电机的励磁绕组供电，励磁电路的电阻小，励磁电流大。随着发电机转速升高发电机电压上升，作用于磁化线圈 9 两端的电压也升高，铁心 10 中的磁场及对活动触点臂 4 的吸力增强；当发电机电压超过规定的调节电压时触点分开，发电机通过电阻 R_1、R_2 向励磁绕组供电。由于电阻 R_1、R_2 串入发电机的励磁电路，使发电机励磁电路的电阻增大，励磁电流减小，磁极磁场削弱，发电机电压下降。当发电机电压下降到低于调节电压时，触点再闭合，发电机电压又上升，触点再分开，如此反复，触点不断地开、闭，调节励磁电路的电阻和磁极磁通，使发电机电压维持一个平均值，即规定的调节电压。

随着发电机转速提高，电阻 R_1、R_2 串入励磁电路的时间逐渐增长，使励磁电流不断减小，以补偿转速的升高，才能维持发电机电压恒定。当发电机转速超过一定值后，既使触点分开后不再闭合，R_1、R_2 始终串联在励磁电路中，也补偿不了发电机转速的升高，所以随着发电机转速的升高，发电机电压及作用于调节器磁化线圈两端的电压也上升，铁心 10 中的磁力及对活动触点臂的吸力增强，使活动触点臂逐渐下移，以致第Ⅱ级触点闭合。第Ⅱ级触点一闭合，发电机的励磁绕组因两端接地而短路，励磁电流中断，发电机电压迅速下降。作用于磁化线圈两端的电压及铁心中的磁通也迅速下降，第Ⅱ级触点又分开，励磁电路再接通，发电机电压又升高。如此反复，第Ⅱ级触点不断振动，使发电机电压也维持一个略低于第Ⅰ级调节电压的平均值。

触点式电压调节器触点分开时触点之间产生火花，以及机械装置的固有缺点，目前已逐渐被晶体管和集成电路调节器所代替。

2）晶体管电压调节器

晶体管电压调节器利用晶体三极管的开关作用，控制发电机励磁电路的通、断，调节励磁电流和磁极磁通，在发电机转速超过一定值以后维持发电机电压恒定。图 3－11－53 所示为 CA1091 型汽车发电机上配用的晶体管电压调节器电路原理图。

其工作原理如下：

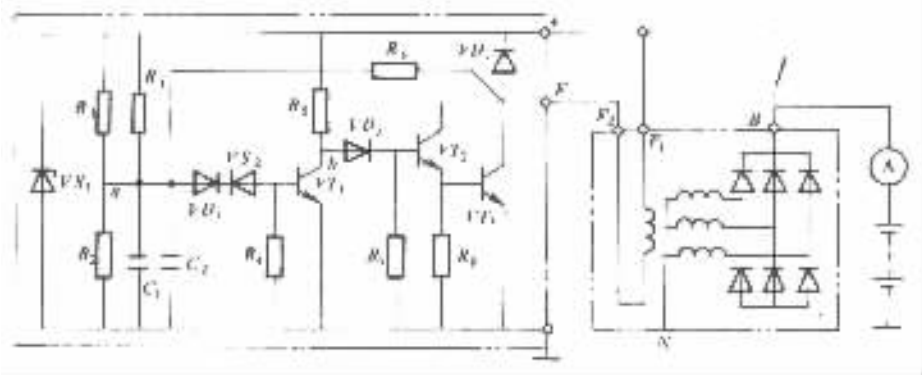


图 3－11－53　晶体管电压调节器电路原理图

接通点火开关，蓄电池的电压作用于发电机的磁场接线柱“F”，并经调节器的“＋”端作用于分压器 R_1、R_2 的两端，使稳压管 VS_1 承受反向电压。由于作用于分压器两端的电压是蓄电池的电压，低于发电机的调节电压，使作用于稳压管 VS_2 两端的电压也低于它的反向击穿电压，稳压管 VS_2 截止，三极管 VT_1 也截止。“b”点的电位接近电源电位。使二极管 VD_2、三极管 VT_2、VT_3 导通，接通发电机励磁绕组的电路，发电机建立磁场，开始发电。

随着发电机转速升高，发电机电压上升，作用于分压器两端的电压及稳压管两端的反向电压升高。当发电机电压略高于规定的调节电压时，稳压管 VS_2 被反向击穿而导通，三极管阿。也导通。VT_1 导通后，“b”点的电位降低到接近地电位，于是二极管 VD_2 及三极管吼、VT_3 截止，切断发电机励磁绕组的电路，发电机的励磁电流中断，磁场迅速消失发电机电压下降。发电机电压下降到略低于规定的调节电压时，稳压管 VS_2 又截止，发电机电压又上升，如此反复使发电机转速变化时，发电机电压保持恒定。

可见，晶体管电压调节器在发动机工作时，由电阻 R_1、R_2 组成的分压器感受发电机电压

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

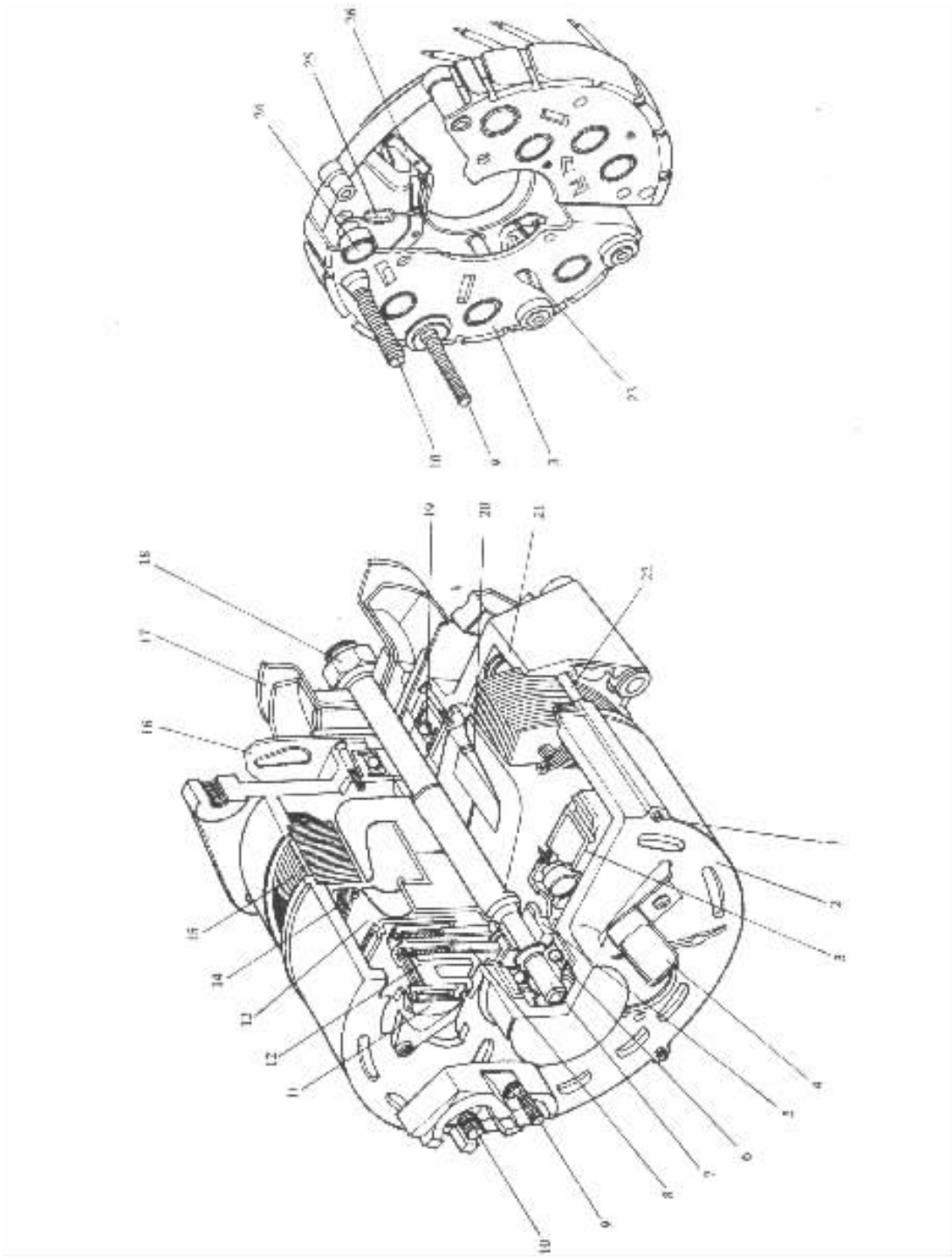


图 3－11－54 整体式交流发电机结构示意图

1－连接螺栓；2－后端盖；3－元件板；4－防干扰电容器；5－滑环；6－全封闭轴承；7－转子轴；8－电刷；9－磁场接线柱；10－输出接线柱；11－电压调节器；12－电刷架；13－磁极；14－定子绕组；15－定子铁心；16－风扇叶轮；17－皮带轮；18－紧固螺母；19－全封闭轴承；20－励磁绕组；21－前端盖；22－定子槽楔子；23－电容器插接片；24－输出整流二极管；25－励磁整流二极管；26－电刷架压紧片

的变化，利用稳压管和晶体三极管的开、关作用控制发电机励磁电路的通断，调节发电机的励磁电流和磁极磁通，在发电机转速超过一定值后保持发电机电压恒定。

3）集成电路电压调节器

集成电路电压调节器的组成和工作原理，与晶体管电压调节器相似。但集成电路调节器中的所有元件都制作在同一个半导体基片上，形成一个独立的、相互不可分割的电子电路。集成电路调节器具有体积小、工作可靠、不需维护等特点，在现代汽车上应用十分广泛。

由于集成电路调节器体积小巧，外部结构十分简单，它可以安装在发电机的内部或安装在发电机的壳体上，与发电机组成一个完整的充电系统，简化了充电系统的结构。安装在发电机内部的调节器，称为内装式调节器。具有内装式调节器的发电机和调节器安装在发电机壳体上的发电机都称为整体式交流发电机。图 3－11－54 和图 3－11－55 分别为用于奥迪轿车的整体式交流发电机的结构示意图和电路原理图。

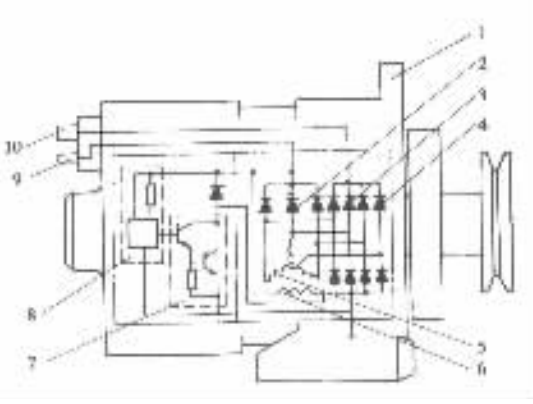


图 3－11－55　整体式交流发电机电路原理

1－整体式交流发电机；2－励磁整流二级管；3－输出整流二极管；4－中性点整流二极管；5－定子绕组；6－励磁绕组；7－集成电路电压调节器；8－电压调节器的传感器；9－充电指示灯接线柱；10－输出接线柱

目前，在一些采用微机控制汽油喷射式发动机的汽车上，还可以取消发电机的电压调节器。发动机工作时，由微机控制系统通过对发电机励磁电流的调节，在发电机转速变化时自动的调节发电机的端电压，使发电机电压保持恒定，更进一步的简化了充电系统的结构。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

第十二章 发动机起动系统

第一节 发动机的起动

为了使静止的发动机进入工作状态，必须先用外力转动发动机的曲轴，使活塞开始上下运动，气缸内吸入可燃混合气，并将其压缩、点燃，体积迅速膨胀产生强大的动力，推动活塞运动并带动曲轴旋转，发动机才能自动地进入工作循环。发动机的曲轴在外力作用下开始转动到发动机自动的怠速运转的全过程，称为发动机的起动过程。

发动机起动时，必须克服气缸内被压缩气体的阻力和发动机本身及其附件内相对运动的零件之间的摩擦阻力，克服这些阻力所需要的力矩称为起动转矩。

保证发动机顺利起动所必须的曲轴转速，称为起动转速。车用汽油发动机在温度为 0～20℃时，最低起动转速一般为 30—40r/min。为了使发动机能在更低的温度下迅速起动，要求起动转速不低于 50～70r/min。起动转速过低时，压缩行程内的热量损失过多，且进气流的流速过低，使汽油雾化不良，导致气缸内的混合气不易着火。

对于车用柴油机的起动，为了防止气缸漏气和热量散失过多，保证压缩终了时气缸内有足够的压力和温度，还要保证喷油泵能建立起足够的喷油压力，并使气缸内形成足够强的空气涡流，要求的起动转速较高，可达 150～300r/min，否则柴油雾化不良，混合气质量不好，发动机起动困难。此外，柴油发动机的压缩比较汽油机大，因此起动转矩也大。所以起动柴油发动机所需要的起动机功率也比汽油机大。

一、发动机的起动方式

发动机常用的起动方式有人力起动、电力起动机起动和辅助汽油机起动等多种形式。

人力起动　即手摇起动或绳拉起动。其结构十分简单，主要用于大功率柴油机的辅助汽油机的起动，或在有些装用中、小功率汽油发动机的车辆上作为后备起动装置。手摇起动装置由安装在发动机前端的起动爪和起动摇柄组成。在起动机故障时起动发动机或在检修、调整发动机或起动电路故障时转动曲轴。许多高档轿车由于起动系统工作可靠，不需要后备起动装置，不安装起动爪和配备起动摇柄。对于柴油发动机由于起动转矩大、起动转速高，不能使用手摇起动。

辅助汽油机起动　起动装置的体积大、结构复杂，主要用于大功率柴油发动机的起动。

电力起动机起动　以电动机作为动力源。当电动机轴上的驱动齿轮与发动机飞轮周缘上的环齿啮合时，电动机旋转时产生的电磁转矩，通过发动机的飞轮传递给发动机的曲轴，使发动机起动。

电力起动机简称起动机。它以蓄电池为电源，结构简单、操作方便、起动迅速可靠。目前，几乎所有的汽车发动机都采用电力起动机起动。

二、起动预热

在寒冷地区和严寒季节起动发动机时，由于机油粘度增高，起动阻力矩增大，同时燃料汽化不良，蓄电池内阻增加起动性能变坏，使发动机起动困难。为此，在冬季起动时可以将进气、润滑油或冷却水加以预热。起动预热装置有进气预热、电热塞、起动预热锅炉、起动液喷射以及起动减压等多种形式。

1. 进气预热装置

为了改善发动机的起动性能，一些化油器式发动机的进气道上装有进气预热装置，它在进气温度或冷却水的温度（依车型而异）低于一定值时通电，使进气管中的空气迅速加热，以利于发动机起动和混合气燃烧。进气预热装置一般由电混合气预热器、进气预热温控开关、进气预热继电器等组成。

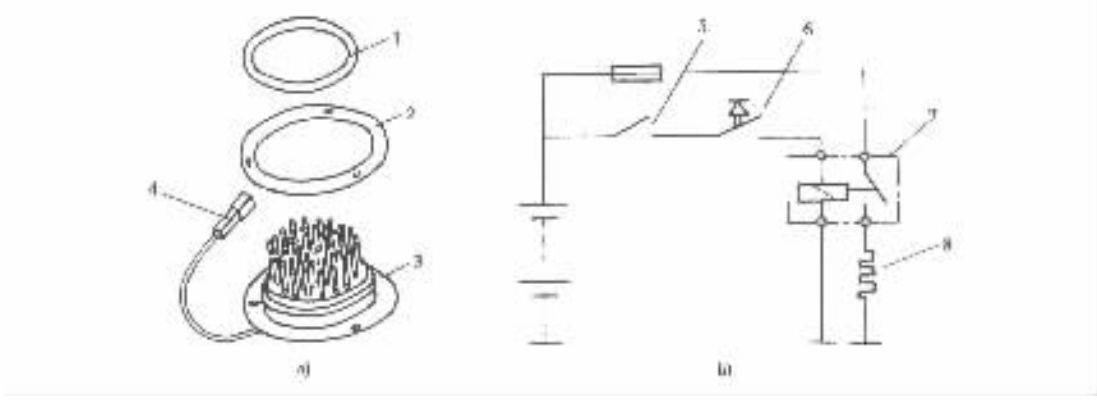


图 3－12－1　进气预热装置

a）电混合气预热器；b）进气预热装置电路示意图

1－密封圈；2－隔热垫；3－预热器；4－接线插头；5－点火开关；6－温控开关；7－继电器；8－电混合气预热器

图 3－12－1 所示为进气预热装置示意图。电混合气预热器由电热丝（康铜丝或镍—银导体）和陶瓷载体组成，安装在进气歧管上。预热器的工作由温控开关和继电器控制。当发动机冷却水的温度或进气温低于一定值时，温控开关的触点闭合，继电器的线圈通电触点吸合，接通电混合气预热器的电路，实现进气预热。例如桑塔纳轿车进气预热装置的温控开关在进气温度低于 60％时触点闭合，接通电混合气预热器的电路，由于预热器电热丝的电阻值很小，电路接通后流过其中的电流很大可达 20～50A，产生大量的热使进气管中的空气迅速加热。当进气温度高于 70％时温控开关的触点分开，电混合气预热器断电停止预热。

图 3－12－2 所示为用于中、小功率柴油发动机冷起动预热装置的进气预热器。空心阀体 2 由热线膨胀系数大的金属材料制成，其一端与油管接头相连，另一端通过内螺纹与阀芯相连。阀芯的锥形端在预热器不工作时，将进油管的进油孔堵塞。阀体的外侧绕有外表面绝缘的电阻丝 1。

起动发动机时，接通预热器开关后，电热丝通电温度升高并将阀体加热。阀体受热伸长带动阀芯下移，其锥形端离开进油孔。燃油流入阀体内腔受热而汽化，从阀体内腔喷出，并被炽热的电热丝点燃生成火焰喷入进气管道，使进气得到预热。切断预热开关，电热丝断电，阀体温度降低而收缩，阀芯上移其锥形端堵住进油孔，火焰熄灭停止预热。

2. 电热塞

采用涡流室式或预燃室式燃烧室的柴油发动机，由于燃烧室表面积大，在压缩行程中的热量损失较直接喷射式大，更难以起动。为此，在涡流室式或预燃室式发动机的燃烧室中可以安装预热塞，在起动时对燃烧室内的空气加以预热。

常用的电热塞有开式电热塞、密封式电热塞等多种形式。图 3－12－3 所示为密封式电热塞的结构示意图。螺旋形电阻丝 2 用铁镍铝合金制成，其一端焊接于中心螺杆 9 上，另一端焊接在用耐高温不锈钢制成的发热体钢套 1 的底部。中心螺杆与外壳 5 之间有瓷质绝缘体 7。高铝水泥胶合剂 8 将中心螺杆固定于绝缘体上。外壳上端翻边，将绝缘体、发热体钢套、密封圈 6 和壳体相互压紧，在发热体钢套内填充具有绝缘性能、导热好、耐高温的氧化铝填充剂 3。

每缸一个电热塞，每个电热塞的中心螺杆并联与电源相接。发动机起动前首先接通电热塞的电路，电阻丝通电后迅速将发热体钢套加热到红热状态，使气缸内的空气温度升高，可以提高压缩终了时温度，使喷入气缸的柴油容易着火。电热煮通电时间一般不应超过 1min。发动机起动后，应立即将电热塞断电。若起动失败，应停歇 1min 后再进行第二次起动，否则将降低电热塞的使用寿命。

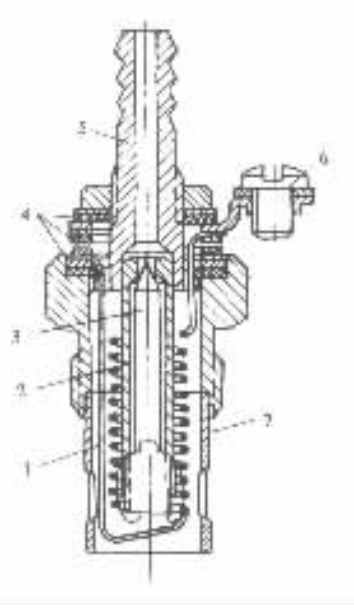


图 3－12－2 进气预热器

1－电热丝；2－外表绝缘的阀体；3－阀芯；4－绝缘垫圈；5－油管接头；6－接线螺钉；7－稳焰罩

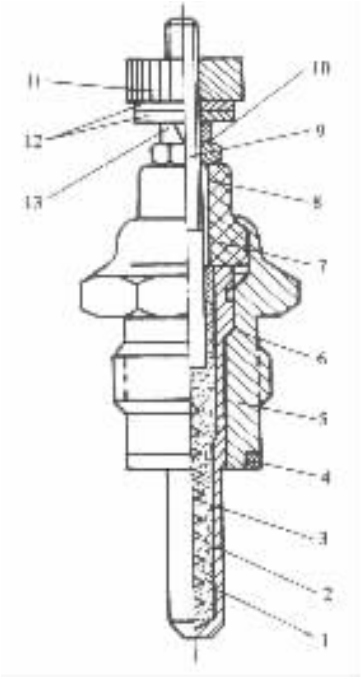


图 3－12－3 电热塞

1－发热体钢套；2－电阻丝；3－填充剂；4－密封垫圈；5－外壳；6－垫圈；7－绝缘体；8－胶合剂；9－中心螺杆；10－固定螺母；11－压紧螺母；12－压紧垫圈；13－弹簧垫圈

3. 起动预热锅炉

有些重型汽车使用起动预热锅炉作为起动预热装置，将冷却水和机油加以预热。图 3－12－4 是前苏联生产的克拉斯—256B 型汽车的亚姆斯 238V 型 8 缸柴油发动机的起动预热锅炉的组成与工作示意图。它由起动预热锅炉 11、电动机 16 驱动的泵组及燃烧器 26 等组成。

预热锅炉内有 4 个炉膛、烟道及冷却水套，其冷却水套与发动机冷却水套相通。起动发动机需要使用预热锅炉预热时，应按规定的操作步骤进行。

需要预热时首先起动电动机，使鼓风机工作以吹扫炉膛和烟道，然后接通电热塞 25 的电路，使之达到炽热状态。当电磁阀 20 的电路接通后，电磁阀开启接通喷油泵至喷油器的油路。喷油器将燃油喷入炉膛被电热塞点燃，在炉膛内燃烧，将锅炉水套内的水加热，并输入发动机的冷却水套。燃烧的废气经排气管、发动机油底壳的下方将机油加热后排出。发动机的冷却水和机油温度升高后即可起动发动机。发动机起动后，应立即切断电磁阀和电动机的电路，使起动预热锅炉停止工作。

4. 起动液喷射装置

图 3－12－5 是起动液喷射装置示意图，它主要用于某些柴油发动机的起动预热。

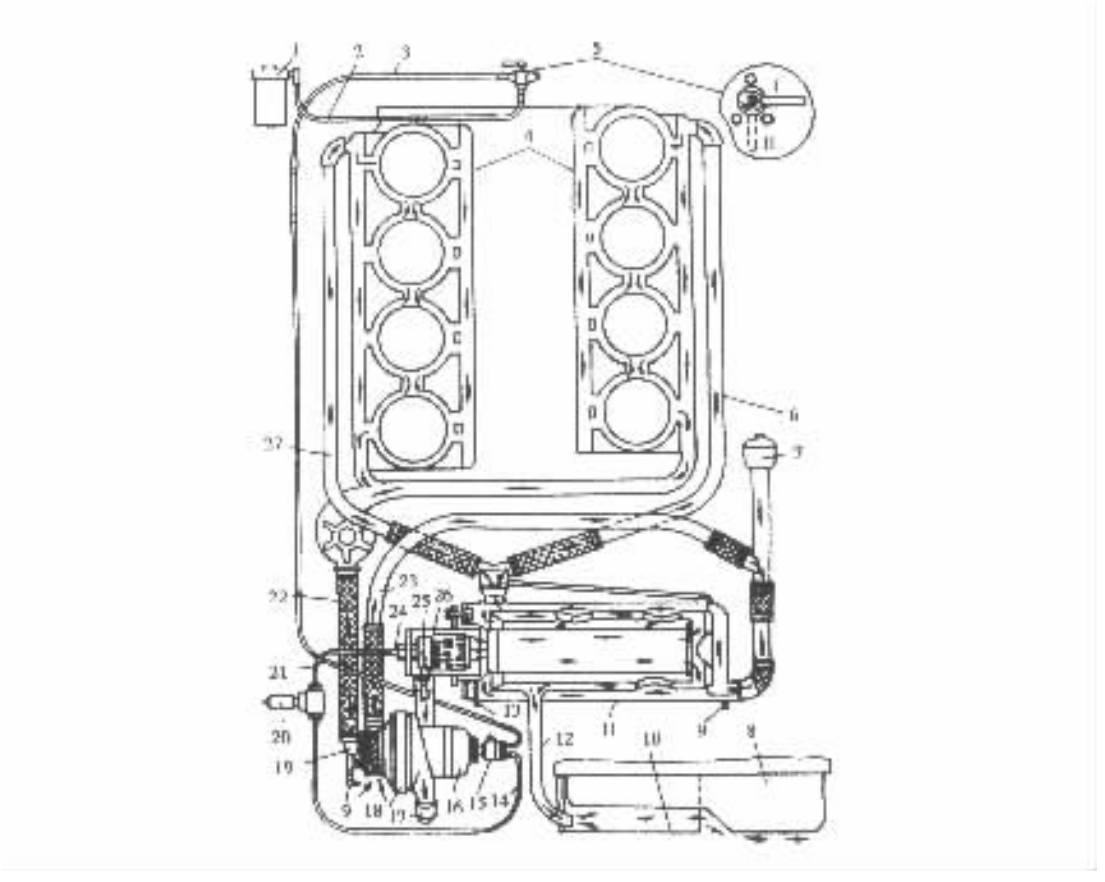


图 3－12－4　起动预热锅炉

1－燃油滤清器；2－至旋塞开关的油管；3－旋塞开关至喷油泵的油管；4－冷却水套；5－旋塞开关；6－左列气缸体进水管；7－注水口；8－发动机油底壳；9－放水开关；10－气体导向器；11－预热器锅炉；12－排气管；13－放水管；14－喷油泵至电磁阀油管；15－喷油泵；16－电动机；17－燃烧器进气管；18－鼓风机；19－水泵；20－电磁阀；21－电磁阀至喷油器的油管；22－发动机至预热器水泵的出水软管；23－预热器锅炉进水管；24－喷油器；25－电热塞；26－燃烧器；27－右列气缸进水管

Ⅰ－开关打开时手柄位置；Ⅱ－开关关闭时手柄位置

喷嘴 3 安装在发动机进气管上，起动液喷射罐内充有压缩气体氮气和乙醚、丙酮、石油醚等易燃燃料。当低温起动柴油机时，将喷射罐倒置。罐口对准喷嘴上端的管口，轻压起动液喷射器打开其端口上的单向阀，起动液即通过单向阀、喷嘴喷入发动机进气管，并随着吸入进气道的空气一道进入燃烧室。由于起动液是易燃燃料，可以在较低的温度下迅速着火，点燃喷入燃烧室内的柴油。

5. 起动减压装置

图 3－12－6 是起动减压装置组成与工作示意图。它用降低起动转矩、提高起动转速的方法改善柴油机的起动性能。

起动发动机时，将手柄 1 转到减压位置，使调整螺钉 3 按图中箭头方向转动，并微微顶开气门（气门一般压下 1～1.25mm），以降低压缩行程的初始阻力，使起动机转动曲轴时的阻力矩减小，从而提高了起动转速，曲轴转动以后各零件工作表面的温度升高，润滑油的粘度降低，摩擦阻力减小，进一步降低起动阻力矩。此后将手柄板回原位，发动机即可顺利起动。

此为试读，需要完整PDF请访问：www.ertongbook.com

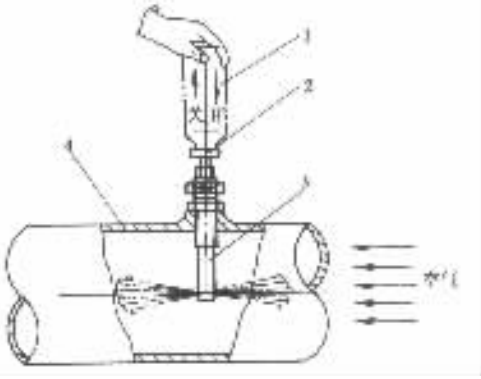


图 3－12－5 起动液喷射装置示意图

1－起动液喷射罐；2－单向阀；3－喷嘴；4－发动机进气管

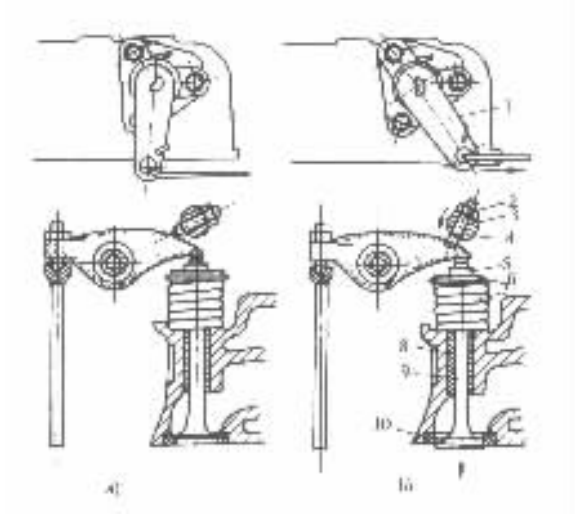


图 3－12－6 起动减压装置

a)非减压位置；b)减压位置

1－手柄；2－锁紧螺母；3－调整螺钉；4－减压轴；5－气门顶帽；6－气门弹簧座；7－气门弹簧；8－气门导管；9－气门；10－气门座

发动机各缸的减压装置是联动机构。中、小型柴油机的联动机构一般采用同步式，即各减压气门同时打开，同时关闭。大功率柴油机减压装置的联动机构一般为分级式，即起动前各减压气门同时打开，起动时各减压气门分级关闭，使部分气缸先进入正常工作，发动机预热后其余各缸再转入正常工作。

减压的气门可以是进气门也可以是排气门。用排气门减压会由于碳粒吸入气缸加速机件的磨损，一般采用进气门减压。

第二节 起动机

电力起动机简称起动机，用起动机起动发动机几乎是现代汽车唯一的起动方式。起动机由直流电动机、传动机构、控制机构等组成，如图 3－12－7 所示。

一、直流电动机

直流电动机在直流电压的作用下，可以产生旋转力矩。接通起动开关起动发动机时，电动机轴旋转，并通过驱动齿轮和飞轮的环齿驱动发动机的曲轴旋转，使发动机起动。它由磁极、电枢、换向器、机壳、端盖等组成，如图 3－12－8 所示。

磁极 用来在起动机工作时建立磁场，它由磁极铁心 4 和安装在铁心上的励磁绕组 3 组成。

当直流电压作用于励磁绕组的两端时，励磁绕组的周围产生磁场并使磁极铁心磁化，成为具有一定极性的磁极，即建立起动机的磁场。车用起动机一般有两对 4 个磁极，励磁绕组的绕向使不同极性的磁极相间排列。

电枢 用来在起动机工作时与磁极磁场相互作用产生电磁转矩，它由外圆带槽的硅钢片

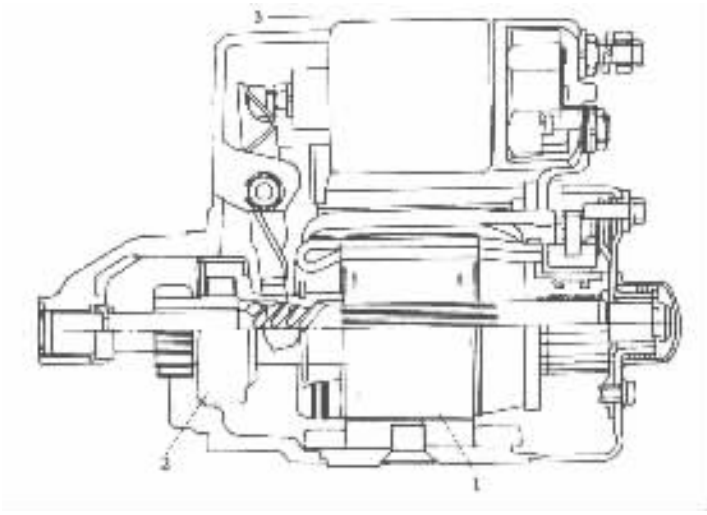


图 3－12－7　起动机的组成

1－直流电动机 2－传动机构 3－控制机构

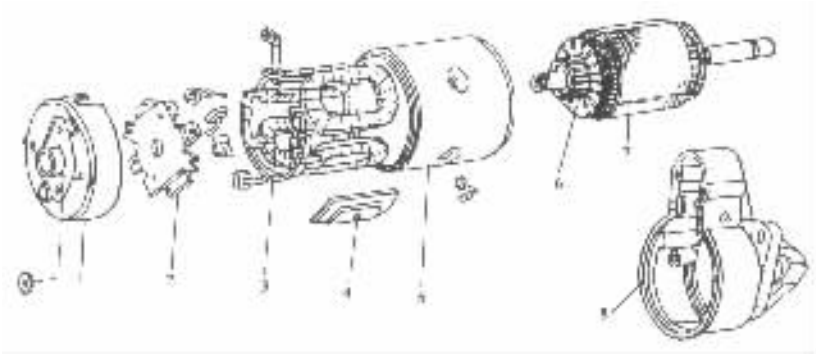


图 3－12－8　直流电动机

1－前端盖 2－电刷和电刷架 3－励磁绕组 4－磁极铁心 5－机壳 6－整流子 7－电枢 8－后端盖

叠成的铁心和绕在铁心上的电枢绕组组成。

当电枢绕组中有电流通过时，电枢导体的周围产生磁场，导体周围的磁场与磁极磁场相互作用，能产生使电枢轴旋转的力矩，称为电磁力矩或电磁转矩。电磁转矩的大小与流过电枢导体中的电流（电枢电流，）和磁极磁场的强度（磁极磁通垂）有关。

为了在起动发动机时，起动机能产生强大的电磁转矩，励磁绕组与电枢绕组一般采用串联方式连接，称为串激式直流电动机。串激式直流电动机具有起动转矩大、起动转速低、起动安全可靠等许多特点适于发动机起动。励磁绕组与电枢绕组可以以不同的方式串联，如图 3－12－19 所示。

换向器　由电刷和安装在电枢轴上的整流子组成，用来连接励磁绕组与电枢绕组的电路，并使处于同一磁极下的电枢导体中流过的电流保持固定方向。

二、起动机的传动机构

1. 传动机构的作用

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

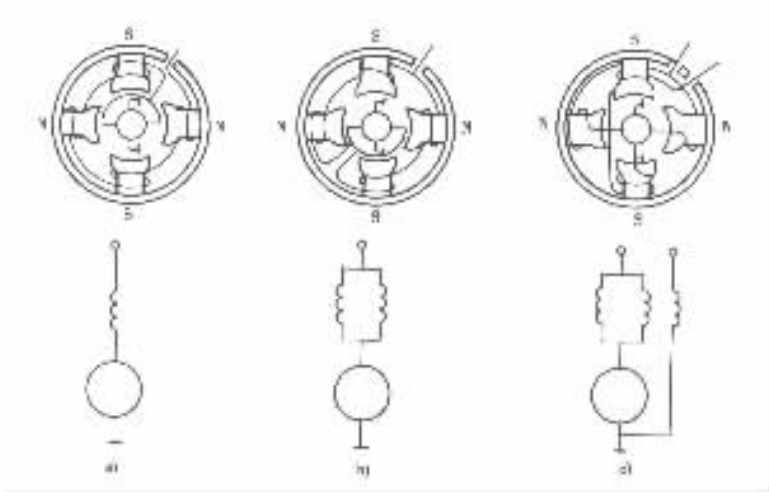


图 3－12－9 励磁绕组与电枢绕组的联接方式

a)各励磁绕组串联后与电枢绕组串联；b)两个串联的励磁绕组并联后与电枢绕组串联；c)主励磁绕组与电枢绕组串联辅助励磁绕组与电枢并联

起动机的传动机构安装在电动机电枢的延长轴上。用来在起动发动机时，将驱动齿轮与电枢轴联成一体，并使驱动齿轮沿电枢轴移出与飞轮环齿啮合，将起动机产生的电磁转矩传递给发动机的曲轴，使发动机起动；发动机起动后，飞轮的转速提高，它将带着驱动齿轮高速旋转，会使电枢轴因高速旋转而损坏。因此，在发动机起动后驱动齿轮的转速超过电枢轴的正常转速时，传动机构应使驱动齿轮与电枢轴自动脱开，防止电动机超速。为此，起动机的传动机构中必须具有超速保护装置。

2. 传动机构的类型

车用起动机的传动机构也称为啮合机构，有如下类型：

1)惯性啮合式传动机构　在接通点火开关起动发动机时，驱动齿轮靠惯性力的作用沿电枢轴移出与飞轮啮合，使发动机起动；发动机起动后，飞轮转速提高超过电枢轴转速时，驱动齿轮靠惯性力的作用退回，脱离与飞轮的啮合防止电机轴超速。

2)强制啮合式传动机构　接通起动开关起动发动机时，驱动齿轮靠机械机构的作用沿电枢轴移出，与飞轮环齿啮合，使发动机起动；发动机起动后，切断起动开关，外力的作用消除后，驱动齿轮在回位弹簧的作用下退回，脱离与飞轮环齿的啮合。

3)电枢移动式啮合机构　起动机不工作时，起动机的电枢与磁极错开(不对齐)。接通起动开关起动发动机时，在磁极磁力的作用下，整个电枢连同驱动齿轮移动与磁极对齐的同时，驱动齿轮与飞轮环齿进入啮合。发动机起动后，切断起动开关磁极退磁，电枢轴连同驱动齿轮退回，脱离与飞轮的啮合。

3. 超速保护装置

超速保护装置是起动机驱动齿轮与电枢轴之间的离合机构，也称为单向离合器。

常用的单向离合器有滚柱式、弹簧式、摩擦片式等多种形式。

1)滚柱式单向离合器图 3－12－10 是用于 CA1091 型汽车起动机的滚柱式单向离合器的组成与工作示意图。它由外座圈 2、开有楔形缺口的内座圈 3、滚柱 4 以及装在内座圈孔中的柱塞 5 和弹簧等组成。驱动齿轮与外座圈 2 联成一体。套筒 6 与内座圈 3 联成一体，并通过

花键套装在起动机电枢的延长轴上。

接通起动开关起动发动机时，起动机电枢轴连同内座圈按箭头方向旋转，由于摩擦力和弹簧张力的作用，滚柱 4 被带到楔形槽窄的空间，将内外座圈联成一体，则电枢轴上的转矩通过内座圈、楔紧的滚柱传递到外座圈和驱动齿轮，驱动齿轮与电枢轴一起旋转使发动机起动。

发动机起动后，曲轴转速升高飞轮齿圈将带着驱动齿轮高速旋转，虽然驱动齿轮的旋转方向没有改变，但它由被动轮变为主动轮。当驱动齿轮和外座圈的转速超过内座圈和电枢轴的转速时，在摩擦力的作用下，滚柱克服弹簧张力的作用滚向楔形槽宽的空间，使内外座圈脱离联系可以自由的相对运动，高速旋转的驱动齿轮与电枢轴脱开，防止电动机超速。

图 3－12－10d）所示滚柱式单向离合器，楔形缺口开在外座圈上，其工作原理与上述单向离合器相同。

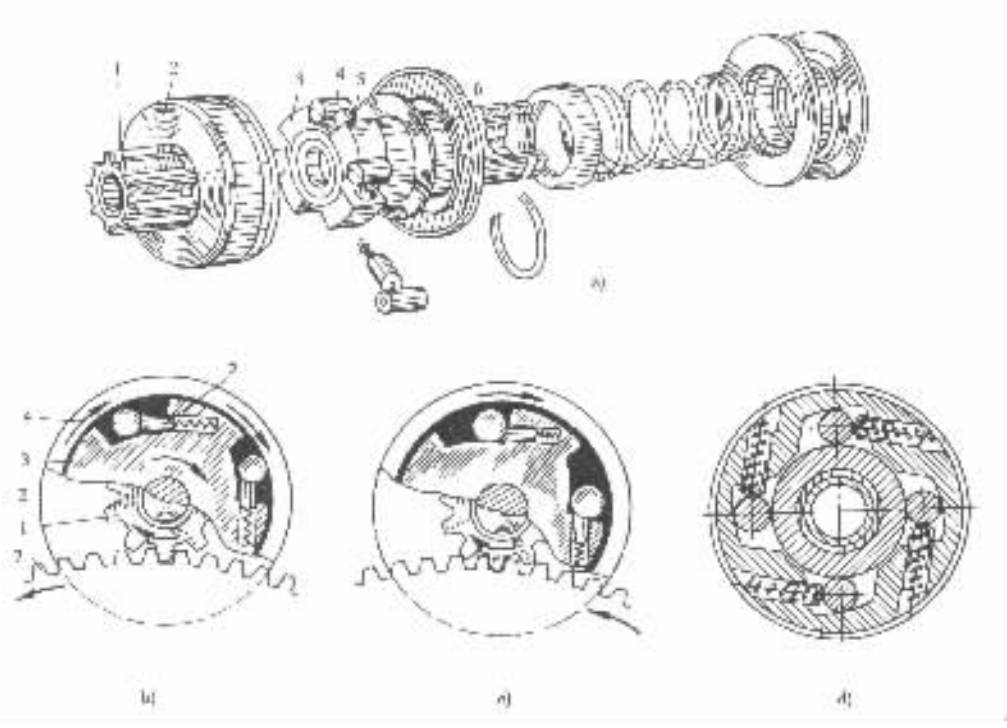


图 3－12－10　滚柱式单向离合器

a）零件分解图；b）起动时；c）起动后；d）楔形口在外座圈上的单向离合器

1－驱动齿轮；2－外座圈；3－内座圈；4－滚柱；5－柱塞；6－花键套筒；7－飞轮齿圈

2）弹簧式单向离合器图 3－12－11 是弹簧式单向离合器结构示意图。

弹簧式单向离合器也安装在电枢的延长轴上。驱动齿轮 2 的右端空套在花键套筒 7 左端的外圆面上，两个扇形块 4 装入驱动齿轮右端的相应缺口中，并深入花键套筒 7 左端的环槽内，使驱动齿轮与花键套筒之间，既可以一起作轴向移动又可以相对滑转。离合弹簧 5 在自由状态下的内径小于齿轮 2 和花键套筒 7 相应外圆面的外径，在安装状态下弹簧紧套在外圆面上，弹簧 5 与护套 6 之间有间隙。起动时，起动机的电枢轴带动花键套筒旋转，有使弹簧 5 收缩的趋势，弹簧被箍紧在相应的外圆面上。于是，起动机的转矩靠弹簧与外圆面之间的摩擦传递给驱动齿轮，通过飞轮环齿带动曲轴旋转，使发动机起动。发动机一旦起动，驱动齿轮的转

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

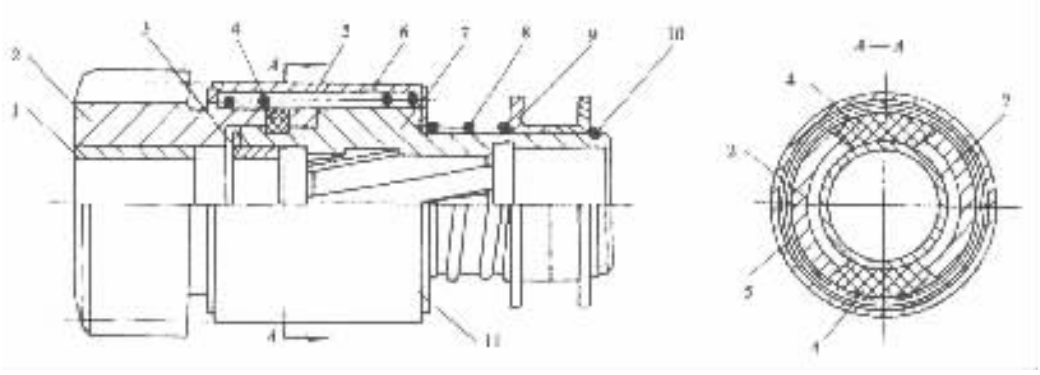


图 3－12－11 弹簧式单向离合器

1－衬套；2－起动机驱动齿轮；3－限位套；4－扇形块；5－离合弹簧；6－护套；7－花键套筒；8－缓冲弹簧；9－滑套；10－卡环；11－电枢延长轴

速超过花键套筒的转速，弹簧 5 胀开，驱动齿轮 2 在花键套筒 7 上滑转，与电枢轴脱开防止电机超速。

3）摩擦片式单向离合器可以传递较大的转矩，常用于大功率起动机上，其结构如图 3－12－12 所示。

驱动齿轮 1 与离合器的外接合鼓成一体，内接合鼓 9 靠三线螺旋花键套装在花键套筒 10 的左端，花键套筒则通过内螺旋花键套装在电枢轴的花键部分。主动摩擦片的内圆有 4 个凸起。嵌入内接合鼓 9 外圆的 4 个直槽中，从动片的外圆有 4 个凸起，嵌入外接合鼓内圆的 4 个直槽中。摩擦片之间的压力，通过调整垫圈调整。

接通起动开关起动发动机时，起动机的电磁转矩，通过电枢轴传递给花键套筒，由于内接合鼓与花键套筒之间的转速差，内接合鼓沿花键套筒左移，将从动片与主动片压紧使外接合鼓与内接合鼓联成一体，即驱动齿轮与电枢轴联成了一体，起动机的转矩通过驱动齿轮和飞轮传递给发动机的曲轴，使发动机起动。

发动机起动后，飞轮带着驱动齿轮和外接合鼓高速旋转，外接合鼓的转速超过电枢轴和花键套筒的转速，内接合鼓沿螺旋花键右移，从动片与主动片分开使驱动齿轮与电枢轴脱开，防止电机超速。

三、起动机的控制机构

起动机的控制机构也称为操纵机构，它的作用是控制起动机主电路的通、断和驱动齿轮的移出与退回。

起动机的控制机构分为直接操纵式和电磁操纵式两种形式。

直接操纵式控制机构　由驾驶员通过起动踏板和杠杆机构，直接操纵起动开关，接通起动机的主电路，并通过起动机内的传动叉将驱动齿轮推出，与飞轮环齿啮合。发动机起动后，松开起动踏板，起动机断电，驱动齿轮在回位弹簧的作用下退回，与飞轮环齿脱离啮合。

电磁操纵式控制机构　由驾驶员操纵起动开关，通过控制起动机电磁开关的电路，控制起动机主电路的通断。在起动机主电路接通的同时，起动机内的传动叉将驱动齿轮推出与飞轮啮合。发动机起动后，切断起动开关，电磁开关断电，起动机停止工作，与此同时在回位弹簧的作用下驱动齿轮回位，与飞轮环齿脱离啮合。

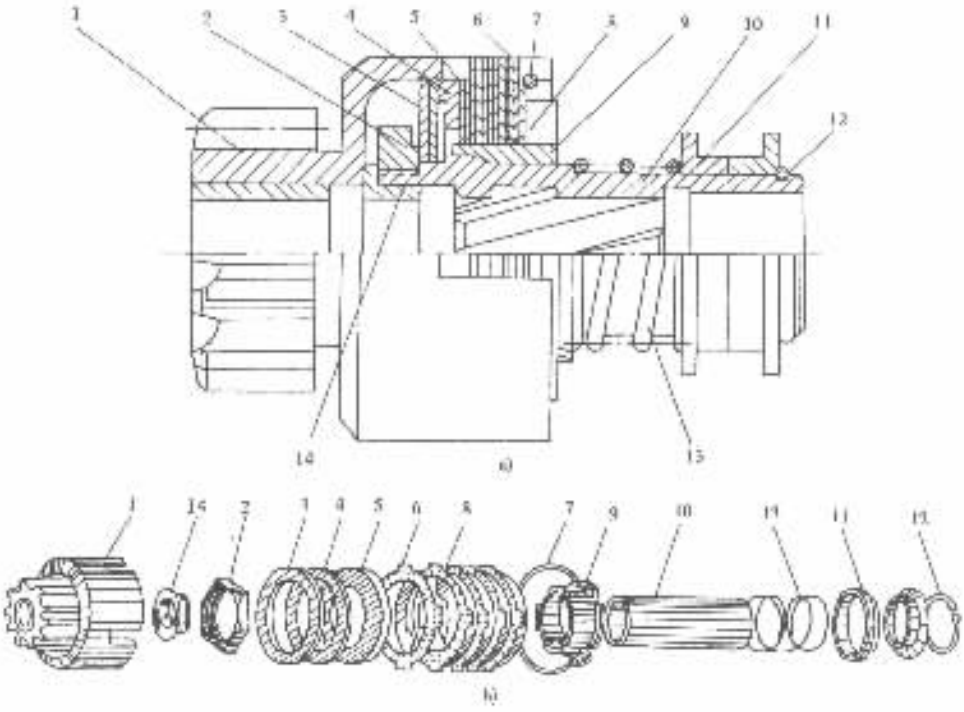


图 3－12－12　摩擦片式单向离合器

a)结构图；b)零件分解图

1－起动机驱动齿轮；2－螺母；3－弹性垫圈；4－压环；5－调整垫圈；6－从动摩擦片；7－卡环；8－主动摩擦片；9－内接合鼓；10－花键套筒；11－滑套；12－卡环；13－弹簧；14－限位套

按起动机传动机构和控制机构的不同，车用起动机分为如下类型：惯性啮合式起动机、机械啮合式起动机、电磁啮合式起动机和电枢移动式起动机。

其中惯性啮合式和机械啮合式起动机，因结构复杂、可靠性差或操作不便，已很少使用。电磁啮合式起动机结构简单、工作可靠、操作方便，在国内外汽车上应用十分广泛。电枢移动式起动机结构复杂，但可以传递较大的转矩，适用于起动功率大、在平坦路面上工作的工程车和特种车辆。

第三节　电磁啮合式起动机

电磁啮合式起动机的起动开关一般与点火开关制成一体，操作十分方便。在汽油发动机的起动电路中，接起动机时起动开关相当于与点火开关串联，使得只有在接通点火开关后才能接通起动机的电路，使起动十分可靠。目前，各种车用汽油机、柴油机的起动几乎都使用电磁啮合式起动机，下面以电磁啮合式起动机为例，说明起动机的工作过程。

电磁啮合式起动机靠电磁开关的作用，控制起动机主电路的通、断和传动叉的动作，使起动机旋转、驱动齿轮移出或退回。图 3－12－13 是电磁啮合式起动机组成示意图。

起动机的电磁开关安装在起动机的上部，它由吸引线圈、保持线圈、黄铜套筒、固定铁心、活动铁心、起动开关接触盘、传动叉等组成，如图 3－12－14 所示。吸引线圈与电动机串联，保

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

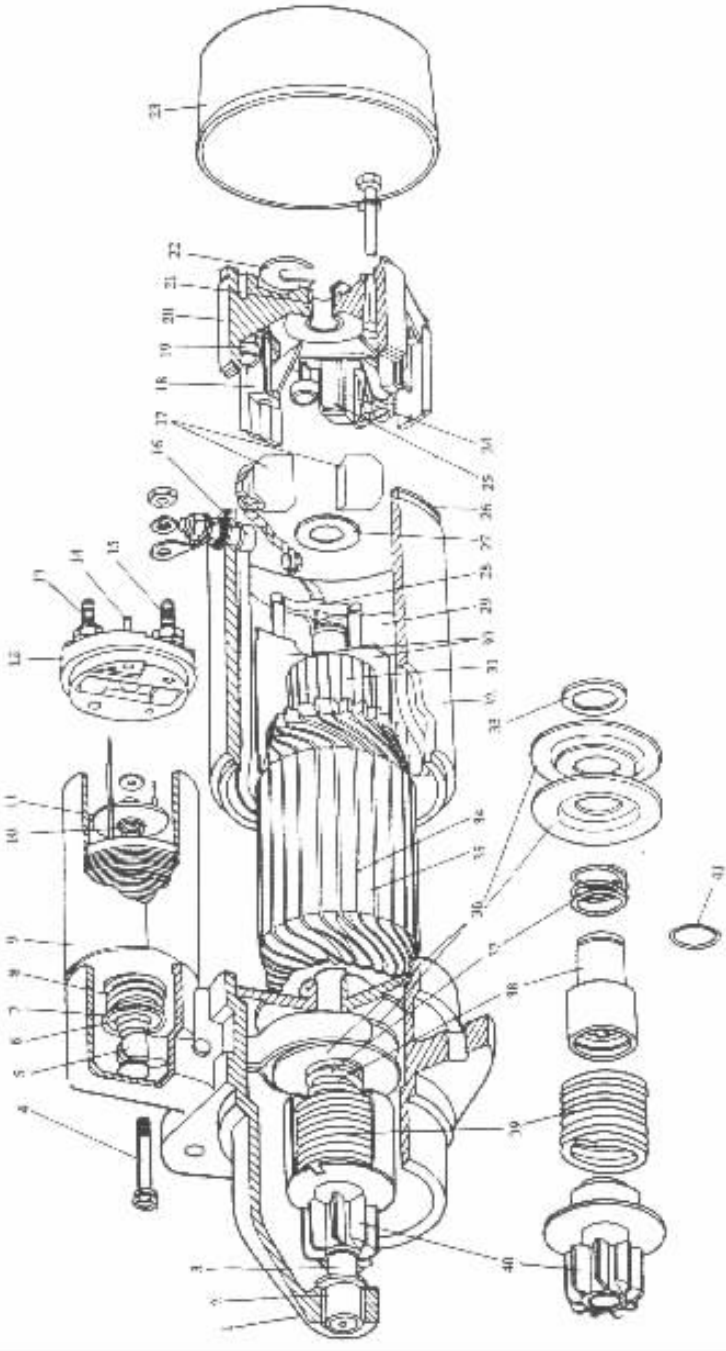


图 3－12－13 电磁啮合式起动机

1－驱动端盖；2－轴套；3－轴；4－连接螺栓；5－传动叉；6－卡环；7－挡片；8、10、37－弹簧；9－电磁开关；11－起动开关接触盘；12－电磁开关接线座；13－电磁开关接蓄电池接线柱；14－电磁开关接点火线圈接线柱；15－电磁开关接起动机接线柱；16－起动机接线柱；17－负极电刷；18－负极电刷架；19－电刷架压紧弹簧；20－起动机端盖；21－轴套；22－锁片；23－防尘盖；24－正极电刷架；25－正极电刷；26－封橡胶圈；27－止推垫圈；28－励磁绕组接线片；29－励磁绕组；30－磁极铁心；31－整流子；32－起动机外壳；33－挡圈；34－电枢绕组；35－电枢铁心；36－止推盘；38－联接套筒；39－单向离合器弹簧；40－驱动齿轮；41－锁环

持线圈与电动机并联，两个线圈都绕在黄铜套筒的外侧，装在套筒内的活动铁心与传动叉相连，接触盘上的推杆可以在固定铁心的孔中移动。起动机不工作时，接触盘在弹簧的作用下与接线柱 1、2、3 分开。

其工作过程如下：

发动机不工作时，驱动齿轮不与飞轮环齿啮合。接通起动开关起动发动机时，吸引线圈和保持线圈中有电流通过并在铁心中产生磁场。两个线圈在铁心中的磁场及电磁吸力的方向一致，在它们的共同作用下活动铁心向左移动，推动接触盘的推杆使接触盘左移，并带动传动叉绕其轴销转动，将驱动齿轮推出。当驱动齿轮与飞轮环齿完全进入啮合时，接触盘已将接线柱 1、2、3 连通，使起动机与蓄电池接通，起动机开始旋转，单向离合器将驱动齿轮与电枢轴联成一体，电枢轴带着驱动齿轮旋转使发动机起动。起动机主电路一接通，与起动机接线柱 1 相连的吸引线圈 8，因两端接电源正极而被短路，吸引线圈中电流中断磁场消失，失去对活动铁心的吸引作用。但由于起动机主电路已接通，保持线圈产生的磁力足以维持活动铁心 11 处于吸合位置，保证起动机正常工作。

发动机一旦起动，驱动齿轮转速提高，单向离合器打滑，驱动齿轮与电枢轴自动脱开防止电机超速。及时切断起动开关，电磁开关断电，在回位弹簧的作用下活动铁心及电磁开关接触盘右移，起动机电路被切断，传动叉也在弹簧作用下回位，驱动齿轮退出与飞轮的啮合。

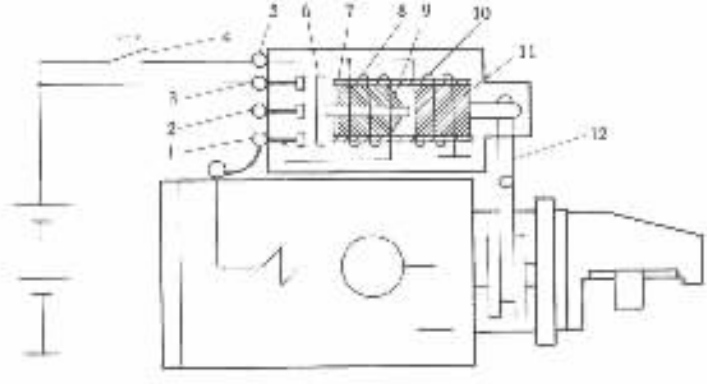


图 3－12－14　电磁啮合式起动机电路原理图

1－电磁开关接电动机接线柱；2－接点火线圈接线柱；3－接蓄电池接线柱；4－起动开关；5－接起动开关接线柱；6－接触盘；7－黄铜套筒；8－吸引线圈；9－固定铁心；10－保持线圈；11－活动铁心；12－传动叉

电磁啮合式起动机的起动开关通常与点火开关为一体，为了减小流过点火开关的电流，防止点火开关的早期损坏，有些起动机的电路中接有继电器。图 3－12－15 所示为具有起动继电器的起动电路。

图 3－12－16 所示为用于 CA1091 型汽车的具有组合继电器的起动电路。组合继电器由起动继电器和充电继电器组成，它利用发电机中性点电压，在发动机起动后尚未切断起动开关时自动停止起动机的工作。

此外，为了在起动发动机时，曲轴能获得足够的起动转矩和必要的起动转速，使发动机能迅速可靠的起动，除选用足够功率的起动机和简单可靠的控制电路外，还必须正确选择驱动齿轮和飞轮齿圈的齿数，以获得适当的传动比。一般发动机的该传动比为 10～15。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

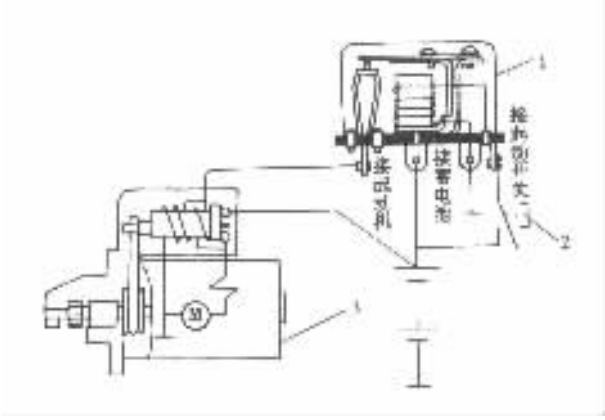


图 3－12－15 具有起动继电器的起动电路

1－起动继电器；2－起动开关；3－起动机

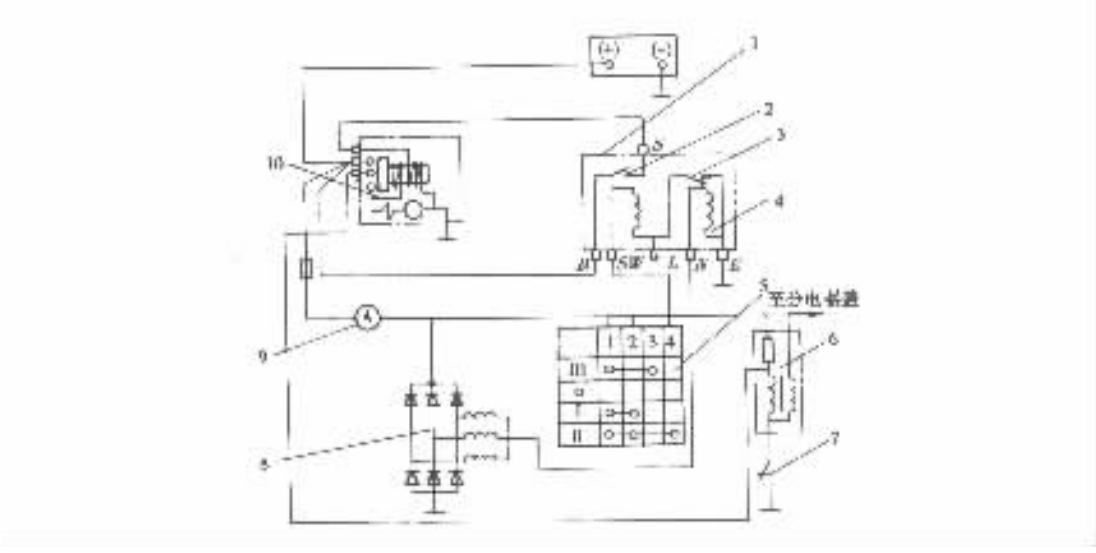


图 3－12－16 CA1091 型汽车的发动机起动电路

1－组合继电器；2－起动继电器触点；3－充电继电器触点；4－充电继电器线圈；5－点火开关；6－点火线圈；7－断电器触点；8－发电机；9－电流表；10－起动机

第四节 减速起动机和永磁起动机

一、减速起动机

在起动机的电枢轴与驱动齿轮之间装有齿轮减速器的起动机，称为减速起动机。

串激式直流电动机的功率与电动机的转矩和转速成正比（$P = M \cdot n$）。可见，当提高电动机转速的同时降低其转矩时，可以保持起动机功率不变，还可以使起动机的体积和重量大大减小。但是，起动机的转矩降低，不能满足起动发动机的要求。为此，在起动机中采用高速低转

矩的直流电动机时，在电动机的电枢轴和驱动齿轮之间安装齿轮减速器，可以在降低电动机转速的同时提高其转矩。图 3－12－17 所示为日本皇冠轿车的减速起动机组成示意图。

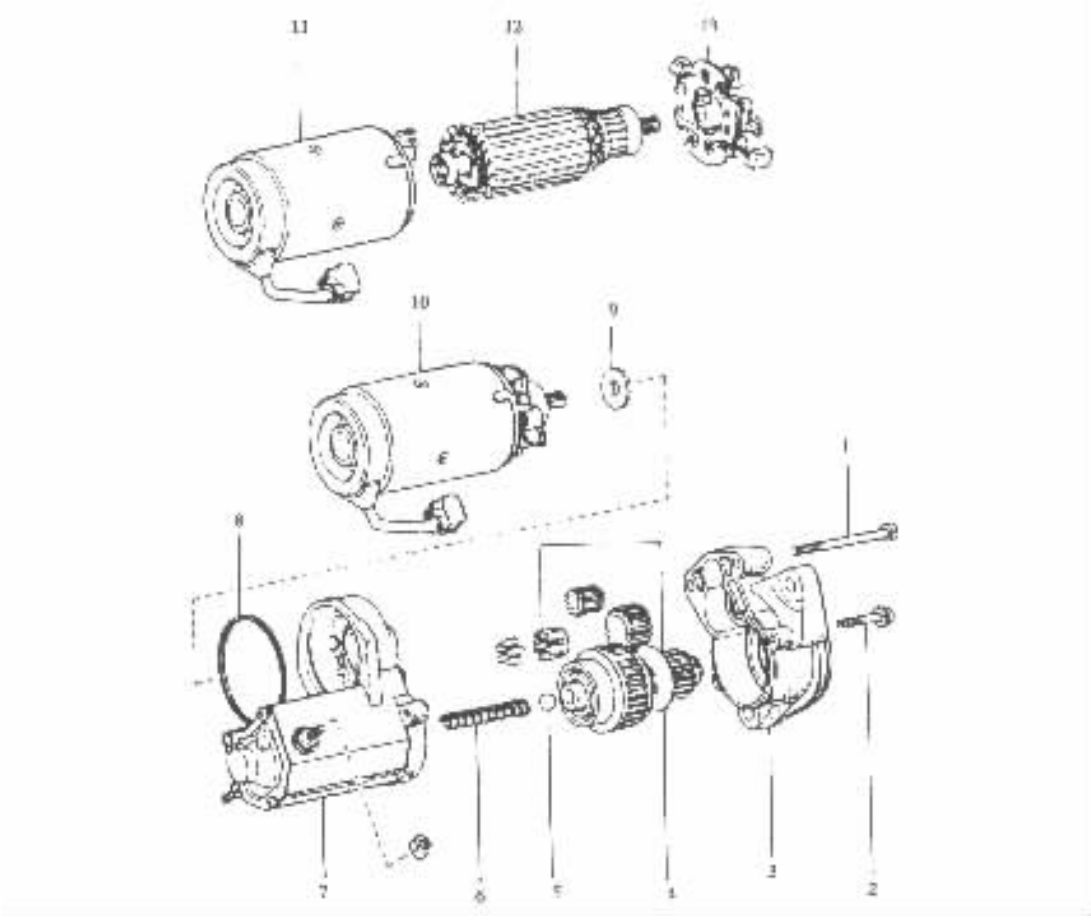


图 3－12－17　减速起动机

1、2－连接螺栓；3－驱动端盖；4－单向离合器及齿轮减速器；5－钢珠；6－复位弹簧；7－电磁开关；8－O 形橡胶圈；9－毡垫圈；10－直流电动机；11－电动机外壳；12－电枢；13－电刷及电刷架

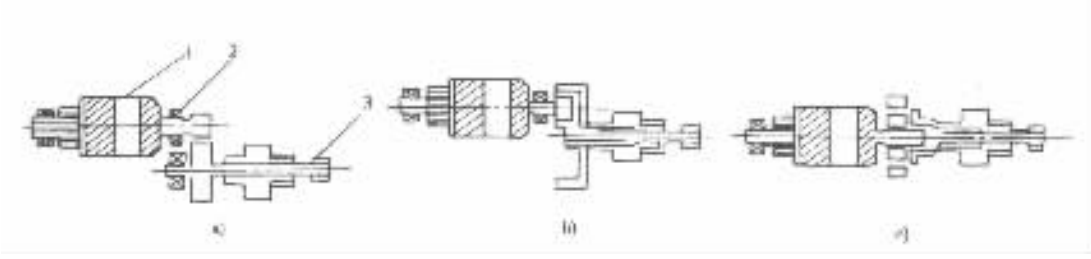


图 3－12－18　减速起动机的传动方式

a)外啮合式；b)内啮合式；c)行星齿轮式

1－电动机；2－齿轮减速器；3－驱动齿轮

减速起动机的齿轮减速器有外啮合式、内啮合式、行星齿轮式等不同形式，如图 3－12－18 所示。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

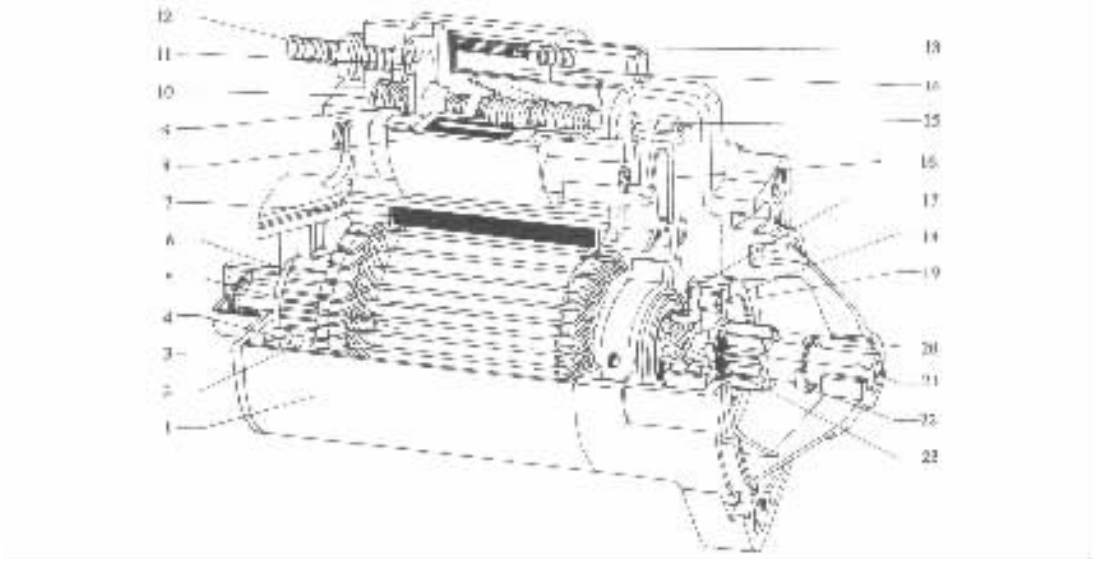


图 3－12－19 永磁起动机

1－起动机外壳；2－电刷；3－后端盖；4－电刷架；5－电枢；6－换向器；7－磁极；8－电磁开关外壳；9－电磁开关接触盘；10、15－复位弹簧；11－触点；12－接线螺栓；13－保持线圈；14－吸引线圈；16－传动叉；17－导环；18－滚柱式单向离合器；19－啮合弹簧；20－驱动齿轮；21－电枢轴；22－止推垫圈；23－螺旋花键

二、永磁起动机

以永磁材料为磁极的起动机，称为永磁起动机。它采用永磁材料作为起动机的磁极，取消了传统起动机中的励磁绕组和磁极铁心，使起动机的结构简化，体积和重量大大减小，可靠性提高，并节省了金属材料。图 3－12－19 所示为奥迪 100 型轿车采用的永磁起动机结构示意图。

三、永磁减速起动机

采用高速低转矩的永磁电动机，并在驱动齿轮与电枢轴之间安装齿轮减速器的起动机，称为永磁减速起动机。永磁减速起动机的体积和重量可以进一步减小，目前已得到广泛应用。图 3－12－20 所示为永磁减速起动机示意图。

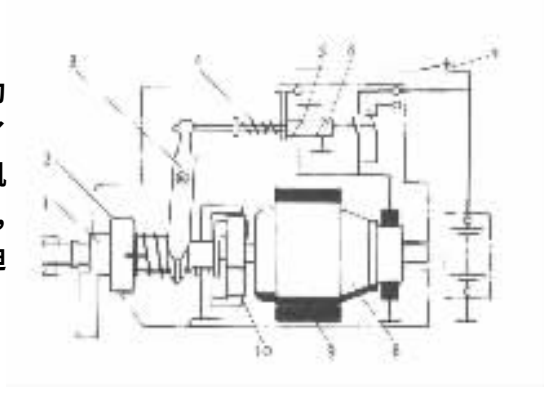


图 3－12－20 永磁减速起动机

1－驱动齿轮；2－单向离合器；3－传动叉；4－复位弹簧；5－吸引线圈；6－保持线圈；7－起动开关；8－电枢；9－磁极；10－行星齿轮减速器

第十三章　其它类型车用发动机

第一节　三角活塞旋转式发动机

一、概述

三角活塞旋转式发动机简称转子发动机，是德国工程师 F·汪克尔发明的，所以又称汪克尔发动机。

1954 年，F·汪克尔经过长期研究解决了旋转式发动机气体密封的重大技术难题，并于 1958 年成功地制成了第一台转子发动机。1964 年，德国 NSU 公司首先把转子发动机装在轿车上作为正式产品。从此，世界上许多国家都开始研究、发展和生产转子发动机。日本东洋工业公司从 1967 年开始成批生产转子发动机轿车。

与往复活塞式发动机相比，转子发动机的优点是升功率大、比质量小、振动轻微、结构简单、零件数量少、拆装方便、维修简易、制造也不困难。进入 20 世纪 80 年代后，转子发动机有了许多新的发展，其中包括采用涡轮增压、电控燃油喷射、排气净化、分层燃烧和微机控制系统等技术，使转子发动机的经济性、动力性和排放性等技术指标均达到较高的水平。

二、转子发动机的基本结构

转子发动机主要由转子、前后端盖、气缸体、密封件和主轴等零件组成。此外，汽油转子发动机还有进排气、燃油供给、点火、润滑和冷却等基本系统。图 3－13－1 所示为国产 GZ2－900 型双缸汽油转子发动机的纵横剖视图，从中可以看出转子发动机的基本结构。

气缸体 2 的内壁表面是由双弧长短幅圆外旋轮线构成的特殊型面。气缸内的两个端面分别被前端盖 1、中间隔板 3 和后端盖 5 封闭。气缸、前后端盖及中间隔板是固定件。气缸内装有弧边三角形转子 12。在转子的一个端面上固定着与转子同心的内齿圈 6，而与内齿圈相啮合的外齿轮 7 则固定在端盖上。发动机的主轴 13 是偏心轴，其主轴颈支承在与外齿轮同心的主轴承 8 上，而偏心轴颈则套在与内齿圈同心的转子轴承 11 内。当发动机运转时，转子上的内齿圈 6 围绕固定的外齿轮 7 啮合旋转，作行星运动，即转子不仅绕固定的外齿轮中心（主轴承中心）公转，同时又绕其自身的回转中心（偏心轴颈中心）自转。由于内、外齿轮的齿数比为 3∶2，因此，转子自转速度与公转速度之比为 1∶3，即主轴 13 的转速为转子 12 的自转转速的 3 倍。

三角转子的三个角顶与气缸型面紧密接触，三个弧面与气缸型面之间形成三个工作腔。转子转动时工作腔的容积发生变化，其变化规律恰好符合四冲程内燃机对气缸容积变化的要求。在气缸体的一侧装置火花塞 14，另一侧设置进气孔 15 和排气孔 16。当发动机工作时，气体的爆发压力通过转子传给偏心轴颈并推动主轴旋转。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

三、汽油转子发动机的工作原理

1. 四行程工作过程

转子发动机的工作循环与往复活塞式发动机相同，即由进气、压缩、作功及排气等 4 个过程组成。图 3－13－2 是转子发动机四行程工作过程原理图。图中以三角转子的一个弧面 *AB* 与气缸型面之间形成的工作腔（*AB* 工作腔）为例，说明转子发动机的四行程工作原理。当三角转子的角顶 *B* 转到进气孔左边的边缘时，*AB* 工作腔开始进气。在位置 1 进、排气孔连通，即进、排气重叠。这时 *AB* 工作腔的容积最小，相当于往复活塞式发动机的上止点位置。随着转子继续转动，*AB* 工作腔的吞积逐渐增大，可燃混合气不断被吸入气缸。当转子自转 90°（主轴转 270°）到达位置 4 时，*AB* 工作腔的容积达到最大，相当于往复活塞式发动机的下止点位置，

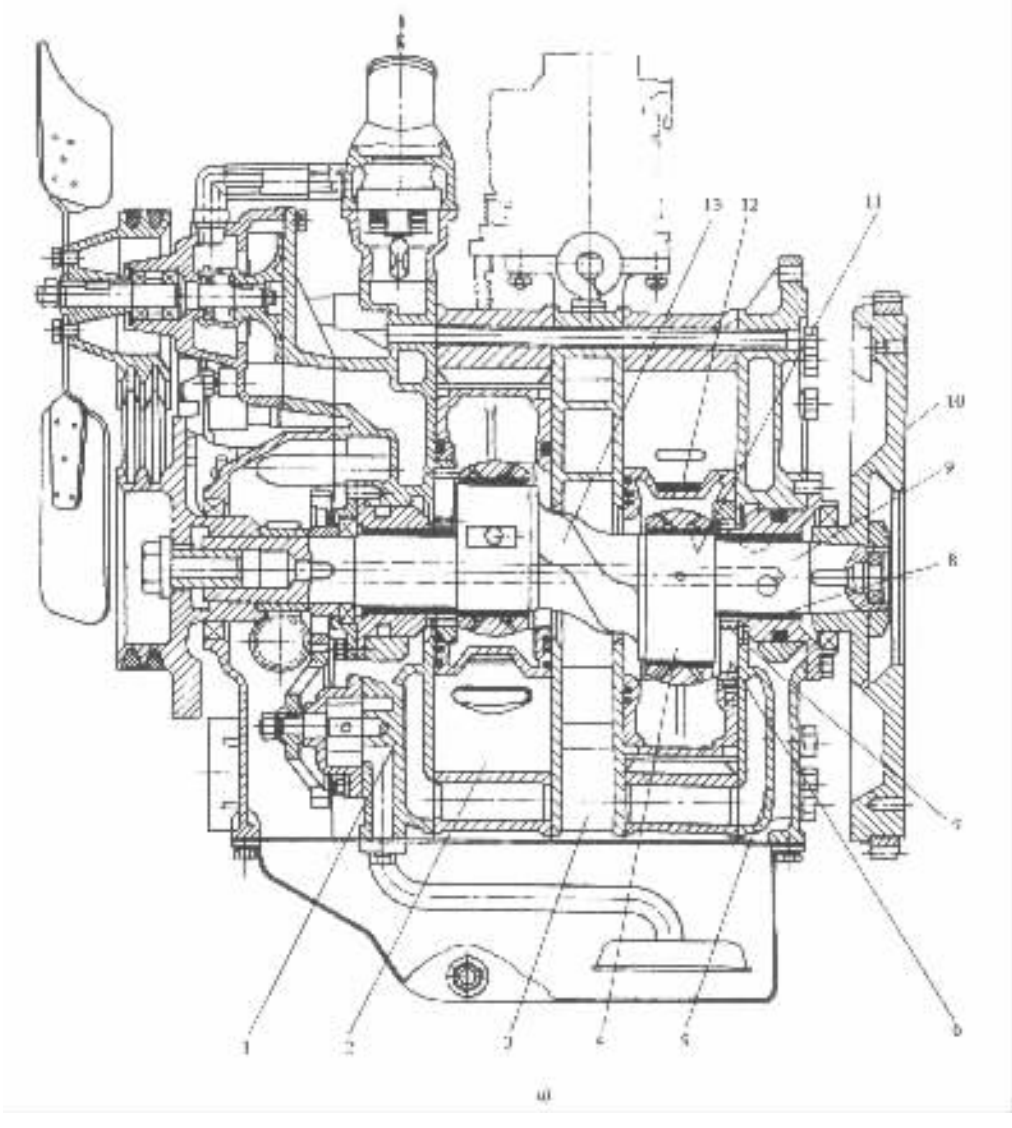


图 3－13－1

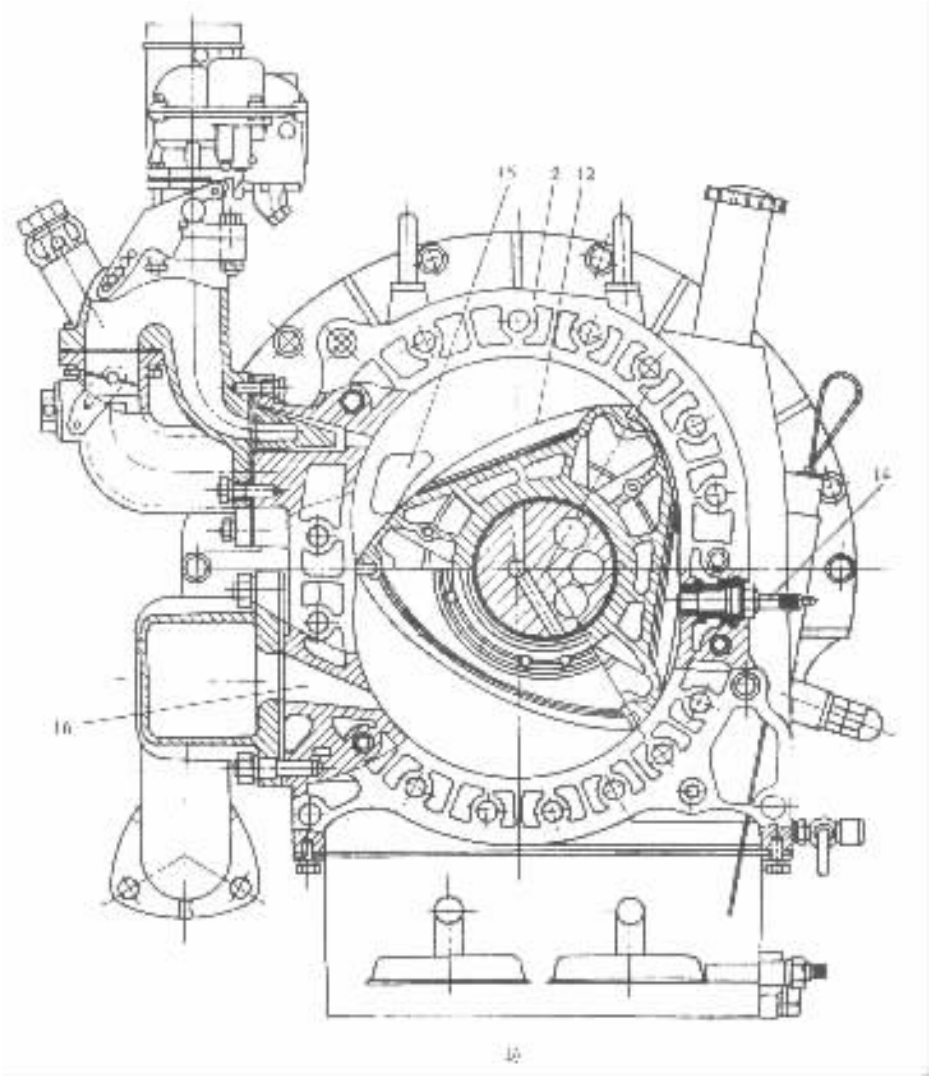


图 3－13－1　GZ2－900 型汽油转子发动机结构

a)纵剖视图；b)横剖视图

1－前端盖；2－气缸体；3－中间隔板；4－偏心轴颈；5－后端盖；6－内齿圈；7－外齿轮；8－主轴承；9－主轴颈；10－飞轮；11－转子轴承；12－转子；13－主轴；14－火花塞；15－进气孔；16－排气孔

进气行程结束。三角转子继续转动，*AB* 工作腔的容积逐渐减小，到位置 5 时，转子的角顶 *A* 越过了进气孔右边的边缘，这时仙工作腔被完全封闭，开始压缩行程。当转子自转 1800（主轴转 540°）到达位置 7 时，*AB* 工作腔的容积最小，相当于往复活塞式发动机的上止点位置，压缩行程结束。这时火花塞跳火点燃混合气，开始膨胀作功行程。当转子自转 270°（主轴转 810°）到达位置 10 时，*AB* 工作腔的容积又达到最大，相当于往复活塞式发动机的下止点位置，作功行程结束。三角转子的角顶曰转过排气孔左边的边缘时，仙工作腔即开始排气。位置 11～12 为排气行程。转子自转 360°（主轴转三周）时，*AB* 工作腔又回到位置 1，排气行程结束。实际上，排气要延续到角顶 A 转过排气孔之后。至此，*AB* 工作腔完成了一个工作循环。与此同时，*BC* 及 *CA* 两个工作腔也分别完成一个工作循环。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

综上所述，转子每自转一周，主轴则转三周，三角转子与气缸型面之间形成的三个工作腔各完成一个四行程工作循环。每一个行程所对应的主轴转角为 270°。

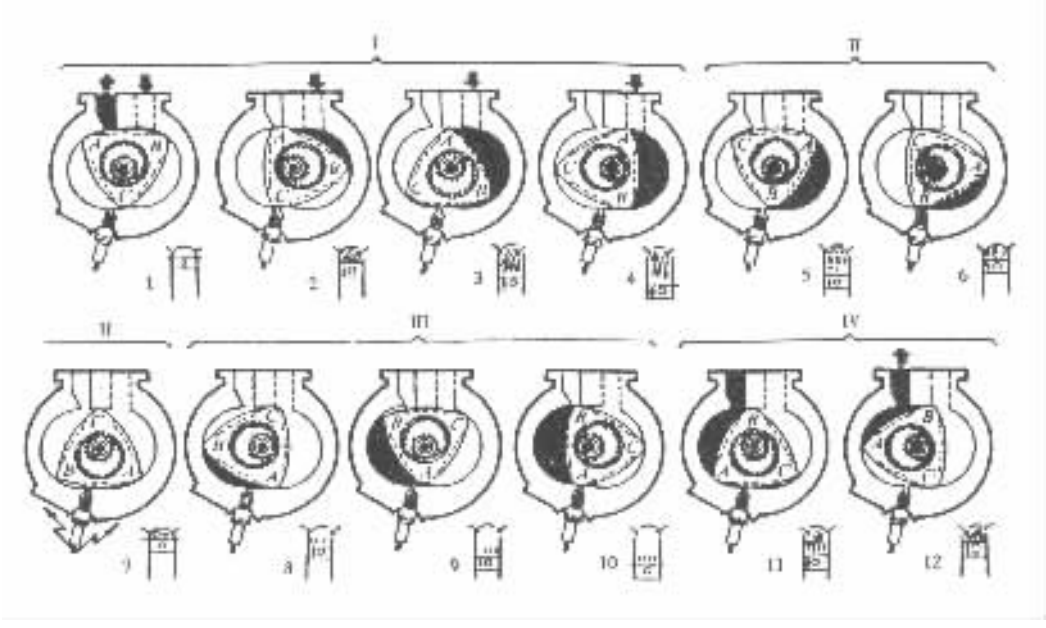


图 3－13－2 转子发动机四行程工作原理

Ⅰ－进气行程；Ⅱ－压缩行程；Ⅲ－作功行程；Ⅳ－排气行程

2. 气缸型线的创成及三角转子外廓

转子发动机气缸内壁的理论型线是双弧长短幅圆外旋轮线，是由一个嵌在转子上的内齿圈 1（动圆）围绕与其相啮合的固定外齿轮 2（定圆）作纯滚动而创成的（图 3－13－3）。当内齿圈与外齿轮的齿数（或节圆直径）之比为 3:2 时，位于内齿圈外的任意点 A（相当三角转子的角顶）所画出的轨迹便是双弧长短幅圆外旋轮线，如图 3－13－3 中的点划线所示。由于这种理论型线是一个点的轨迹，若气缸内壁的型线按照理论型线加工制造，则三角转子角顶上的径向密封片必然是尖片，这样将使密封片迅速磨损而丧失密封能力。为了减小径向密封片的磨损，实际上均采用半径为 0 的圆头密封片。这时则需以理论型线上的点为圆心，以口为半径，作无数个小圆，并以这些小圆的外包络线或称理论型线的等距曲线作为气缸内壁的实际型线，如图 3－13－3 中的实线所示。

三角转子的三个角顶 A、B 及 C（图 3－13－4）是等边三角形的三个顶点。根据双弧长短幅圆外旋轮线的性质，这三个顶点恒在圆外旋轮线上。因此，若以圆外旋轮线作为气缸型线，则转子的三个角顶必然恒与气缸型线保持接触。

三角转子的外廓是气缸型线的内包络线，以保证转子在气缸内转动时不与气缸发生干涉。其创成方法是：保持嵌在转子上的内齿圈固定不动，使外齿轮连同气缸型线一起围绕内齿圈滚动。外齿轮每滚到一个位置，气缸型线也随之转移到一个相应的位置。当外齿轮绕内齿圈滚动一周时，便得到一系列形状相同、位置各异的气缸型线。所有这些型线的内切线便是气缸型线的内包络线（图 3－13－4）。按内包络线加工转子的三个弧边，需在专用机床上进行。有时为了便于制造，用适当半径的圆弧来代替内包络线。

在图 3－13－3 中，点 A 到滚动的内齿圈中点 O_1 的距离 R 称作创成半径；内齿圈中心 O_1

与外齿轮中心 O 的距离 OO_1 称作偏心距 e；密封片圆头半径 a 称作等距半径；创成半径 R 与偏心距 e 的比值称为形状系数 k。

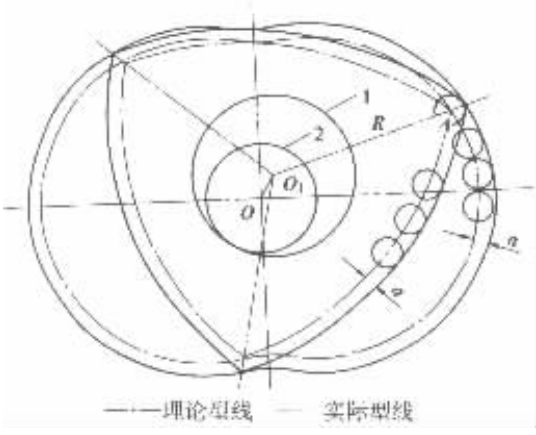


图 3－13－3　气缸型线的创成

1－内齿圈(动圆)；2－外齿轮(定圆)

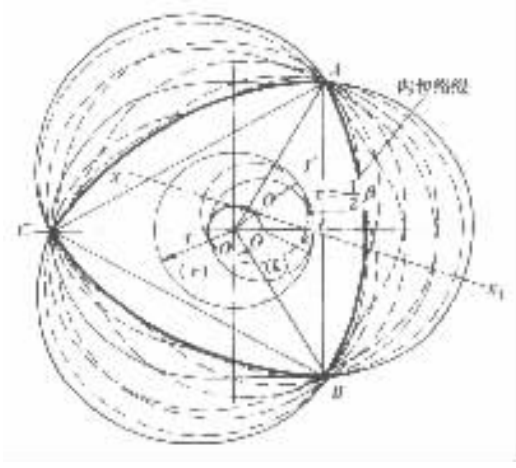


图 3－13－4　三角转子弧边形状的创成

创成半径 R、偏心距 e、等距半径 a 和形状系数 k 等参数，都是长短幅圆外旋轮线型转子发动机的基本参数。气缸型线、转子弧边形状以及其它性能指标都与这些参数有关。

四、转子发动机的密封系统

转子发动机的密封包括气体密封及油密封。

1. 气体密封

转子发动机的气体密封系统由转子角顶的径向密封片 1、角片 2、密封销 5 及设置在转子端面上的端面密封条 6 组成(图 3－13－5)。在每个密封件的底部都装有弹簧。径向密封片用来防止相邻工作腔的气体泄漏。端面密封条和密封销用以防止工作腔内的气体通过端面相互泄漏。上述气体密封件在每个工作腔的周围构成封闭的密封线，可以有效地起到气体密封作用。

转子发动机气体密封件的工作原理与往复活塞式发动机的气环相似。在发动机工作时，径向密封片在离心力和密封片底部气体压力的共同作用下压向气缸型面。同时，进入密封片槽内的气体还将径向密封片压向密封片槽的一侧，从而实现了工作腔的径向密封(图 3－13－6)。当径向密封片移动到气缸型面的短轴部位时，密封片的惯性力由离心方向转为向心方向，这时径向密封片有脱离气缸型面的倾向。为了克服向心力的作用，在径向密封片底部装有弓形片状弹簧，即径向密封片弹簧 3(图 3－13－5)。弓形片状弹簧还可保证发动机起动时气缸工作腔的密封性。

在发动机工作时，进入端面密封条底部的气体将密封条压向端盖的工作表面，而在发动机起动时，借助端面密封条底部的波形弹簧使端面密封条与端盖工作表面贴紧，以实现端面密封。密封销 5 的底部装有片状弹簧，即密封销弹簧 4(图 3－13－5)，以保证密封销与端盖工作表面贴紧。

径向密封片的材料应与气缸体的材料配对选择。如合金铸铁气缸体可配用氮化硅径向密封片。氮化硅(Si_3N_4)是一种新型工程陶瓷材料，高温力学性能好，有自润性，耐磨损，是比较理想的径向密封片材料之一。端面密封条通常用合金铸铁或球墨铸铁制造。

本电子书为内部资料，请勿外传，版权所有，侵权必究

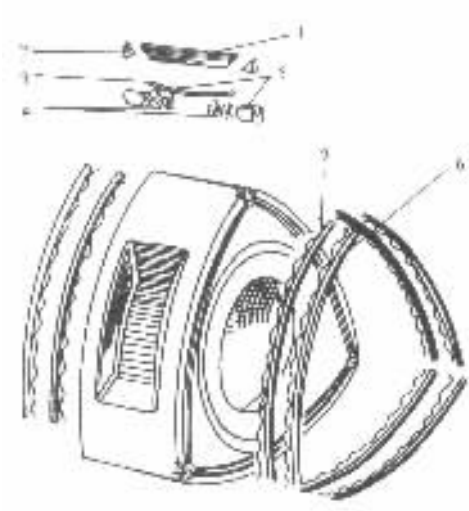


图 3－13－5 转子发动机的气体密封件

1－密封片；2－角片；3－径向密封片弹簧；4－密封销弹簧；5－密封销；6－端面密封条；7－端面密封条弹簧

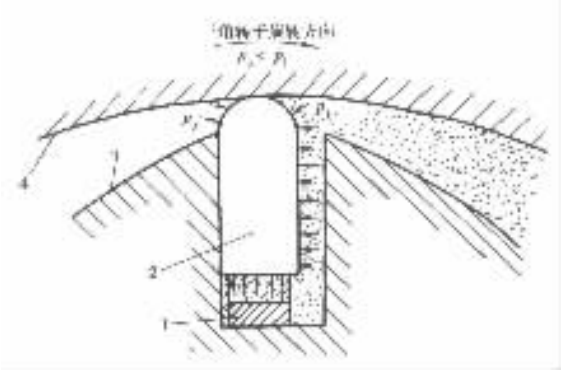


图 3－13－6 径向密封片密封原理

1－径向密封片弹簧；2－径向密封片；3－三角转子；4 气缸体

2. 油密封

在润滑各轴承及冷却三角转子的同时，不免会有少量润滑油溅入转子端面与端盖工作表面之间的间隙中。为了防止润滑油通过端面间隙窜入工作腔，在转子每个端面上的两个同心的油环槽内，安装了两道油环 1(图 3－13－7)。在油环槽的底部装有波形弹簧 3，用来使油环的刮油刃 4 压紧在端盖的工作表面上，以便将溅到工作表面上的润滑油刮下来。

油环是槽形断面的合金铸铁圆环，在其槽内装在耐热、耐油的硅橡胶圈 2，用来阻止进入油环槽底部的润滑油窜入工作腔。

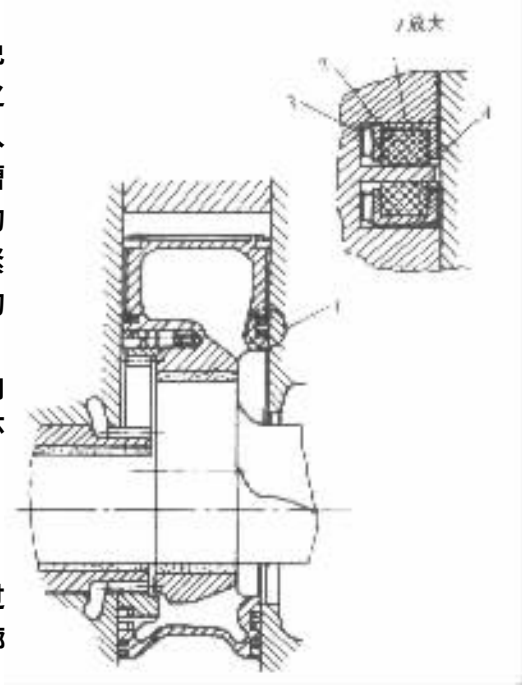


图 3－13－7 润滑油的密封

1－油环；2－硅橡胶圈；3－波形弹簧；4－刮油刃

五、转子发动机的进、排气

转子发动机利用进、排气孔实现进、排气过程，而进、排气孔的开启与关闭由三角转子的轮廓来控制。

转子发动机有 3 种进气方式：①进气孔布置在气缸型面上的，称周面进气(图 3－13－8a)；②进气孔布置在端盖工作表面上的，称端面进气(图 3－13－8b)；③兼有周面与端面进气的，称混合进气(图 3－13－8c)。

1)周面进气 其进、排气孔的开闭由转子角顶的径向密封片控制。由于进、排气的方向与气缸内气体的流动方向基本一致，因此进、排气阻力较小，可以获得良好的充气。采用周面进

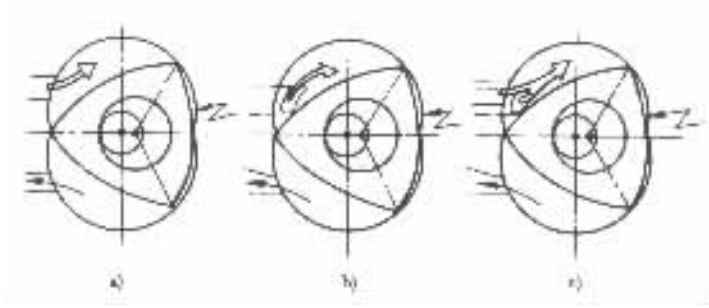


图 3－13－8　转子发动机进气孔的布置

气的转子发动机高速性能好。但是，周面进气的进、排气孔同时开启的重叠角较大，发动机在低速时，排气工作腔内的废气可能窜入进气工作腔内，影响充气，致使发动机低速性能较差。

2）端面进气其进气孔的开闭由转子的弧边轮廓来控制。端面进气的进、排气孔同时开启的重叠角较小，所以发动机的低速性能有所改善。但是，由于进气阻力大，因此发动机高速性能稍差。

3）混合进气保留了上述两种进气方式的优点，并在一定程度上弥补了它们的不足。

六、转子发动机的冷却

转子发动机气缸体及端盖工作表面的不同部位，其热状况亦不同。进气及压缩区段的温度比较低，称冷区；燃烧及排气区段的温度比较高，称热区。冷、热区段的温度相差悬殊，将使气缸体及端盖发生热变形乃至热损坏。因此，转子发动机冷却系统的任务是，既要降低受热零件的温度，又要减小气缸体及端盖工作表面的温差。为此，需要合理地组织循环冷却液的流动。

目前，水冷转子发动机多采用轴流式冷却液循环方式。冷却液从前端盖进入热区，然后沿发动机轴向在气缸体及端盖的水套中往返流动（图 3－13－9），并从热区流向冷区，最后仍从前端盖流出。

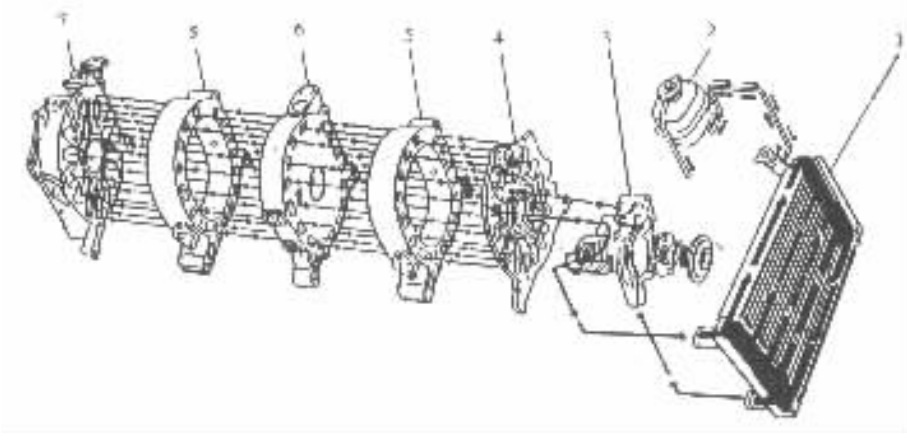


图 3－13－9　转子发动机的冷却系统（东洋工业公司）

1－散热器；2－补偿水桶；3－水泵；4－前端盖；5－气缸体；6－中间隔板；7－后端盖

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

七、转子发动机的润滑

转子发动机润滑系统的作用及其组成与往复活塞式发动机大体相同。不过转子发动机的润滑系统有如下两个特点：①润滑系统的部分润滑油被引入三角转子的内腔，用来冷却转子；②装设机油计量泵，根据发动机负荷的大小及转速的高低，计量泵将一定数量的润滑油送入化油器，润滑油与汽油在化油器内混合后进入气缸，润滑气缸密封件和气缸型面。

机油计量泵是柱塞泵。当发动机工作时，主轴驱动蜗杆 14 旋转(图 3－13－10)，蜗杆带动倾斜固定在柱塞 15 上的蜗轮 12 旋转。在弹簧 13 的作用下，蜗轮的下端面始终与挺杆 11 保持接触。蜗轮转一周，柱塞也转一周，同时柱塞还升降一次。当柱塞升起时，其下端将进油孔打开，润滑油充入柱塞腔。柱塞下降时，其下端将进油孔关闭，这时柱塞上的豁口与出油孔对正，润滑油从柱塞腔经出油孔被挤送到化油器内。机油计量泵的控制杆 9 与节气门的控制杆联动。当节气门开大时，控制杆 9 带动控制凸轮 10 转动，挺杆 11 被顶起，柱塞相应地被举升到较高的位置；柱塞下端将进油孔打开得较大，充入柱塞腔的润滑油量增多；当发动机转速升高时，供油次数相应增加，即机油计量泵能随发动机负荷及转速的变化自动调节供油量。

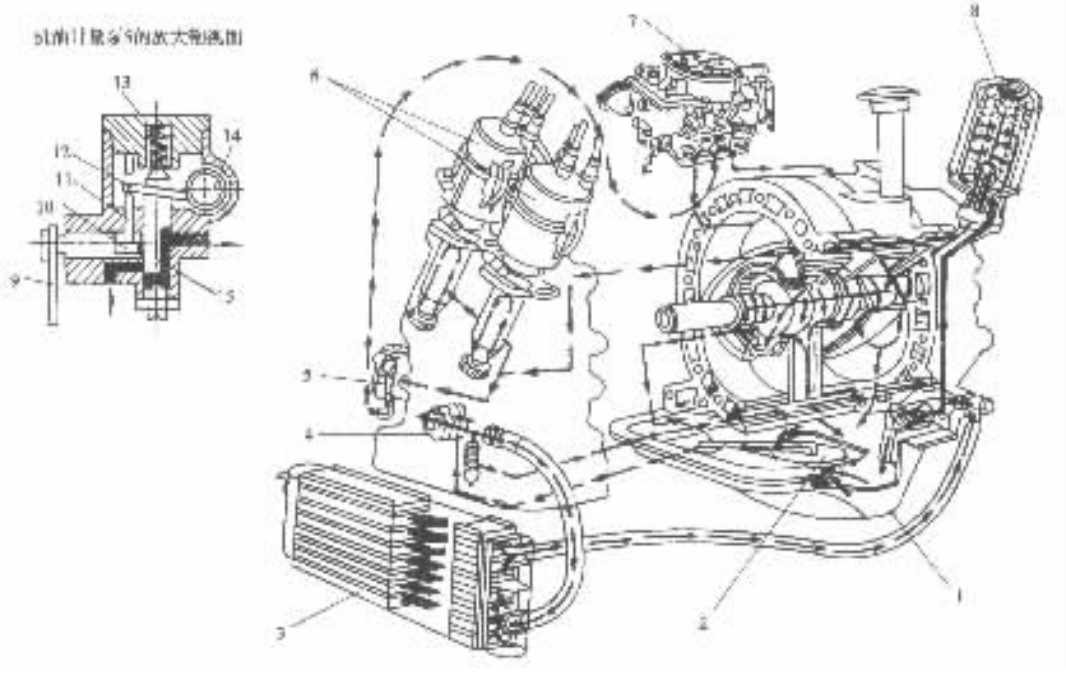


图 3－13－10 转子发动机的润滑系统(东洋工业公司)

1－油底壳；2－集滤器；3－机油冷却器；4－机油泵；5－机油计量泵；6－分电器；7－化油器；8－机油滤清器；9－控制杆；10－控制凸轮；11－挺杆；12－蜗轮；13－弹簧；14－蜗杆；15－柱塞

八、转子发动机的点火系统

与四冲程往复活塞式发动机相比，转子发动机点火有许多不利因素：

1)转子发动机转速高，主轴每转一转需要点火一次，因此点火频率高，火花塞受热严重。

2)为避免径向密封片与火花塞电极碰触，火花塞必须缩进气缸型面以内，通过连通孔与气缸工作腔相通。在这种情况下，火花塞得不到新鲜混合气的冲刷及冷却，电极温度高。另外，

连通孔内残存有较多的废气，不利于点火。

3）连通孔周围气流速度很高，点火后火焰中心散热快，容易灭火。

4）采用一般的蓄电池点火系统，由于点火频率高，断电触点闭合时间短，感应电势下降，致使点火能量不足。

针对上述问题，通常采取下列技术措施来改善转子发动机的点火性能。

1）采用炽热数较大的冷型火花塞。

2）装用两个火花塞，装在气缸体短轴前方的称前火花塞，装在短轴后方的称后火花塞。双火花塞既能改善火花塞工作条件，又有利于火焰的形成和传播。

3）采用无触点高能点火系统，以提高点火能量。

图 3－13－11 所示为用于双缸转子发动机的双点火线路、双火花塞点火系。其中一个点火线路连接两个前火花塞 6，而另一个点火线路则与两个后火花塞 5 连接。这种系统的优点是可以分别调整前、后火花塞的点火定时，但线路复杂。

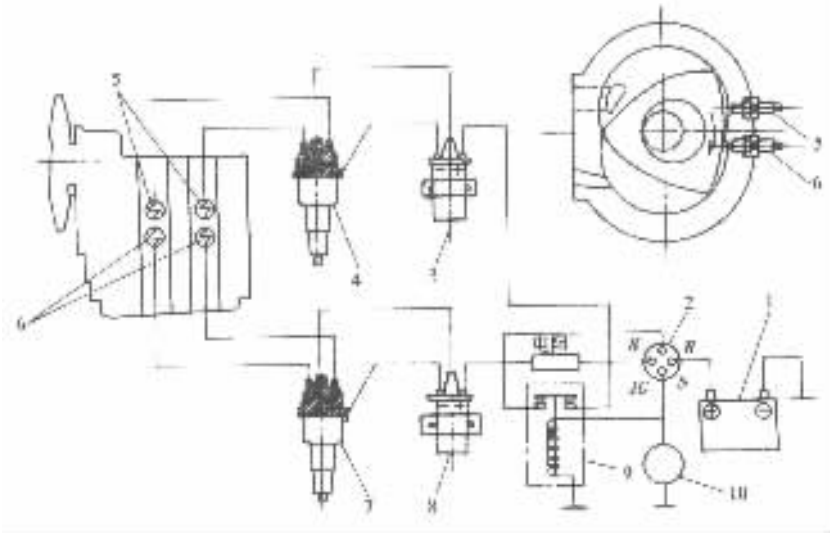


图 3－13－11　转子发动机的点火系（东洋工业公司）

1－蓄电池；2－点火开关；3－后点火线路；4－后分电器；5－后火花塞；6－前火花塞；7－前分电器；8－前点火线路；9－继电器；10－起动机

第二节　燃气涡轮发动机

一、概述

燃气涡轮发动机简称燃气轮机，是另一种旋转式内燃机。

从 1939 年第一台电站燃气轮机在瑞士新堡正式运行起，至今不过 60 年。由于它具有质量轻、体积小、操作灵活、维修简便及制造费用低等优点，自问世以来发展非常迅速。

燃气轮机的应用几乎遍及整个国民经济领域。1950 年，英国的罗弗（Rover）公司制成世界上第一辆燃气轮机汽车。此后，该公司又制成第一辆燃气轮机竞赛汽车，并在 1963 年和 1965 年的莱曼斯汽车大赛中取得了惊人的成绩。与此同时，美国的福特（Ford）及克莱斯勒

试读结束：需要全本请在线购买：www.ertongbook.com

(Chrysler)公司相继制成燃气轮机轿车,并都取得了令人瞩目的成就。目前,国外在重型货车及长途客车上已较多地采用燃气轮机。

图 3-13-12 所示为一台汽车燃气轮机的结构实例。它主要由压气机、涡轮机、燃烧室及回热器等四大部件组成。此外,还包括燃油供给系统、速度调节装置、起动装置及各种辅助设备等。

汽车燃气轮机一般有两根相互独立的传动轴。压气机与压气机涡轮安装在一根轴上,而动力涡轮与减速装置则安装在另一根轴上。减速装置与汽车变速器相连。燃气轮机的基本工作原理如图 3-13-13 所示。当起动机 3 接通电源后,驱动压气机 4 旋转,空气经进气道 1 被吸入压气机。压缩后的空气流过扩压管 5,压力进一步增高。高压空气沿压缩空气流道 6 进入回热器 10,在回热器中空气与流经回热器的燃气进行热交换,空气吸收燃气的余热,温度进一步升高。高温、高压的空气供入燃烧室 9,与此同时,燃油经燃油泵 2 及燃油管 7 并通过燃油喷嘴 8 喷入燃烧室。燃油与空气在燃烧室内混合形成可燃混合气,并借助点火器 16 将混合气点燃。当燃烧室内形成稳定的火焰之后,切断点火器的电源,后续的混合气与火焰接触而燃烧。高温、高压的燃气流过喷管 15 而提高流速后,推动压气机涡轮 14 旋转,并带动压气机工作。从压气机涡轮流出的燃气仍有很高的温度和压力,再使其通过喷管 13 提高流速后,冲击动力涡轮 12,推动其旋转。动力涡轮的旋转运动通过减速装置及汽车变速器来驱动汽车行驶。从动力涡轮流出的燃气沿燃气流道 11 进入回热器,在回热器中,燃气放热降温后排入大气。

综上所述,燃料燃烧产生的高温、高压燃气所包含的能量,一部分在压气机涡轮中转变为机械功,用来驱动压气机及其它辅助设备;另一部分则在动力涡轮中转变为机械功,用来驱动汽车行驶。自然,在能量转换及传输过程中,还会损失部分能量。

燃气轮机作为汽车动力,与往复活塞式发动机相比,具有下列优点:

1)燃气轮机没有往复运动件,因而平衡性好,振动轻微。

2)转速高(一般为 25 000~40 000r/min),单位功率质量不超过 0.35~0.5kg/W。当功率相同时,在外形尺寸及质量方面都优于往复活塞式发动机。

3)摩擦副少,机械效率高(达 0.92~0.94)。摩擦表面不与燃气接触,使润滑问题简化,润滑油消耗率低。

4)燃料适应性好,可以燃用气体燃料和各种液体燃料。

5)起动性好,用功率较小的起动装置可以在环境温度为 -50℃的情况下顺利起动。

6)排气中有害排放物少,在带负荷工作时,仅为柴油机的 1/7~1/3。

7)转矩特性好,可以减少汽车变速器的档数。在汽车行驶时,可以减少换档次数。

汽车燃气轮机目前尚存在加速性能差、突然减小负荷时有超速危险以及空气消耗量大、对空气纯净度要求高等缺点。

二、压气机

压气机涡轮传输给压气机的机械功在压气机中转化为气流的动能,再进而转化为压力能。

广泛用于燃气轮机中的压气机分为轴流式和径流式两类,后者通常称为离心式。汽车燃气轮机多采用离心式压气机。离心式压气机结构简单,紧凑轻巧,稳定运转的转速范围比轴流式压气机广阔,且当转速一定时,容许的气体流量变化范围比较大。离心式压气机的上述特点,非常适用于工况经常变化的汽车燃气轮机。

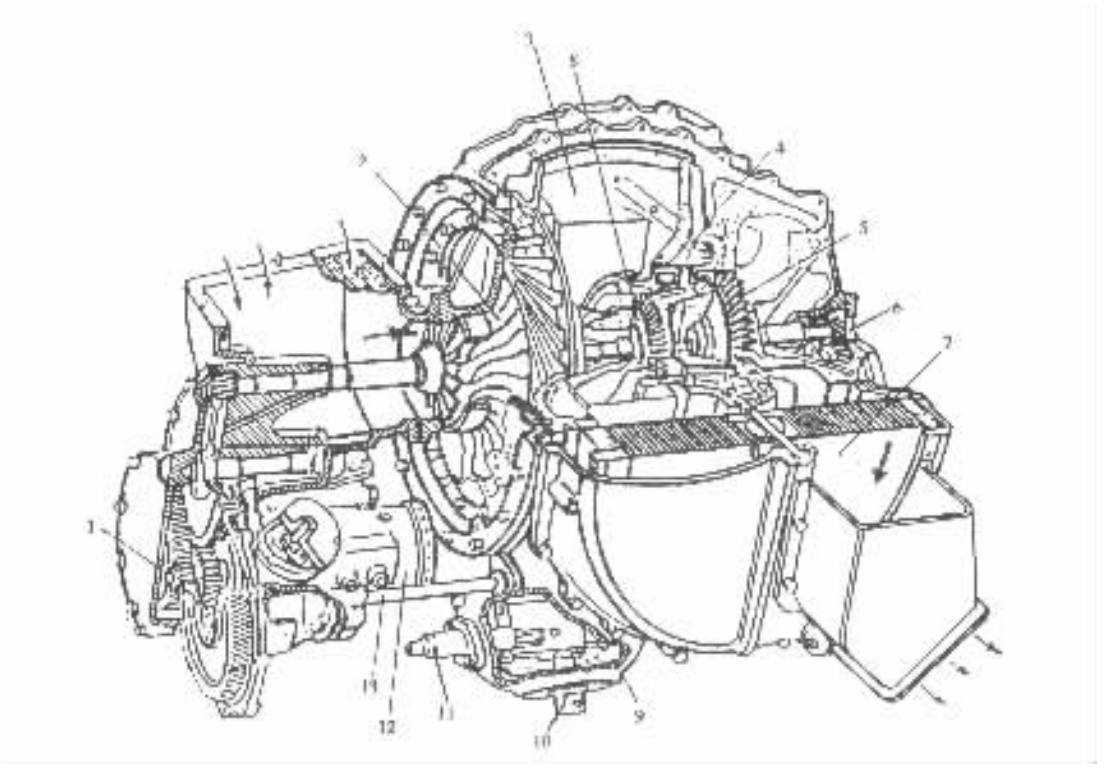


图 3－13－12　汽车燃气轮机结构(克莱斯勒公司)

1－辅助设备传动轴；2－压气机；3－右回热器；4－喷管调节机构；5－动力涡轮；6－减速器；7－左回热器；8－压气机涡轮；9－燃烧室；10－燃油喷嘴；11－点火器；12－起动机；13－回热器传动轴

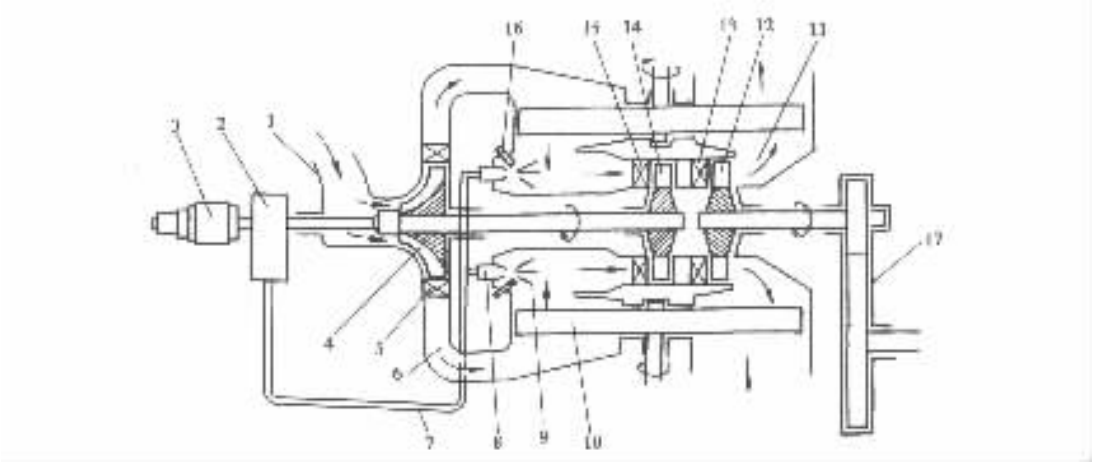


图 3－13－13　双轴汽车燃气轮机示意图

1－进气道；2－燃油泵；3－起动机；4－压气机；5－扩压管；6－压缩空气流道；7－燃油管；8－燃油喷嘴；9－燃烧室；10－回热器；11－燃气流道；12－动力涡轮；13、15－喷管；14－压气机涡轮；16－点火器

离心式压气机主要由固定的进气道、排气道、扩压管及可转动的叶轮等组成(图 3－13－14)。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

压气机叶轮轮毂 1 与压气机叶片 3 铸成一体，通称为叶轮，固定在压气机轴上。当压气机工作时，空气在进气道 8 的引导下进入叶轮的中心部位，并在离心力的作用下沿着叶片之间的叶轮流道 4 由叶轮中心流向叶轮的周边，然后以很高的速度进入扩压管 6。在叶轮中，由于向心加速度的作用，空气的静压增高。高速气流在扩压管中降速，压力进一步增高，最后经排气道 7 供入燃烧室。

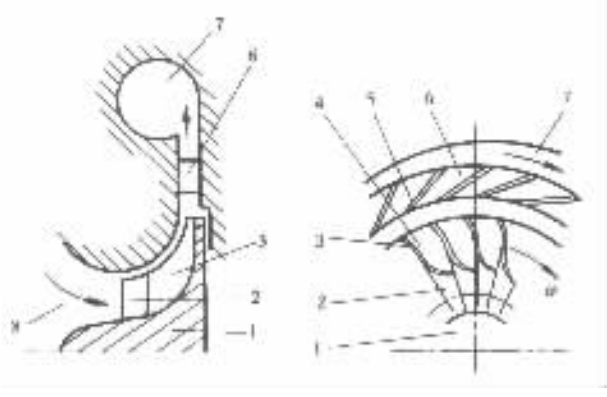


图 3－13－14 离心式压气机示意图

1－叶轮轮毂；2－压气机叶片导流段；3－压气机叶片；4－叶轮流道；5－扩压管叶片；6－扩压管；7－排气道；8－进气道

在叶片的进口端有一段压气机叶片导流段 2，其作用是引导气流平缓地流进叶片，以减少流动损失。扩压管是压气机中的固定部件，其功用是将气流的动能转换为静压。

叶轮及扩压管是影响离心式压气机性能的主要构件。叶轮的结构应具有良好的气体动力性、机械强度和可铸性。压气机叶片应有光滑的表面及符合气体动力学要求的几何形状、以减小气体流动损失和提高压气机效率。汽车燃气轮机采用后掠式压气机叶片，如图 3－13－14 所示。

三、涡轮机

涡轮机的功用是将燃气的能量转换为机械功。涡轮机与来自燃烧室的高温燃气直接接触，因此温度很高。另外，涡轮机在每分钟几万乃至十几万转的高速下运转，因此旋转部件承受巨大的离心力。

涡轮机按照燃气流动方向分为：①径流式——燃气沿涡轮机的径向流动；②轴流式——燃气沿涡轮机的轴向流动。这两种类型的涡轮机在汽车燃气轮机中均有应用。

1. 径流式涡轮机

径流式涡轮机结构与离心式压气机相似，唯工作过程相反。如图 3－13－15 所示，高温燃气首先沿进气道 1 流过安装在叶轮 3 周围的喷管 2，然后沿着由涡轮机叶片 4 构成的流道径向地由叶轮周边流向叶轮中心，并从叶轮中心部位排出。燃气流经喷管，其速度增加，高速气流冲击叶轮使其旋转而作功。

为了减轻叶轮的质量，以减小其转动惯量，通常在叶片之间的轮毂外缘上去掉一些轮毂质量。因此，涡轮机叶片的长度总是超出轮毂的半径（图 3－13－16）。

涡轮机叶轮的温度很高（可达 1100～1200℃），需用耐热材料制造。现代汽车燃气轮机多采用碳化硅（SiC）或氮化硅（Si_3N_4）一类陶瓷材料制造涡轮机叶轮。

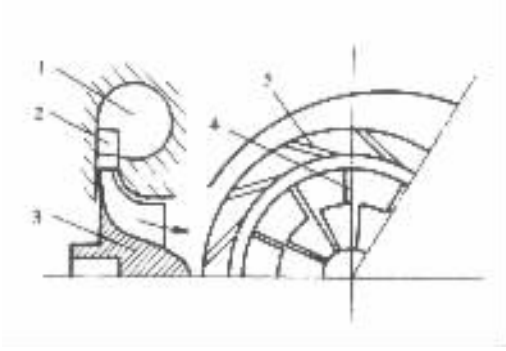


图 3－13－15　径流式涡轮机示意图

1－进气道；2－喷管；3－叶轮；4－涡轮机叶片；5－喷管叶片

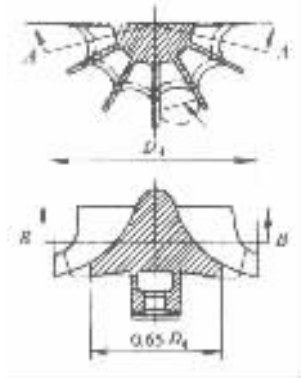


图 3－13－16　径流式涡轮机叶轮

径流式涡轮机的优点是结构简单，制造容易，坚固耐用。

2. 轴流式涡轮机

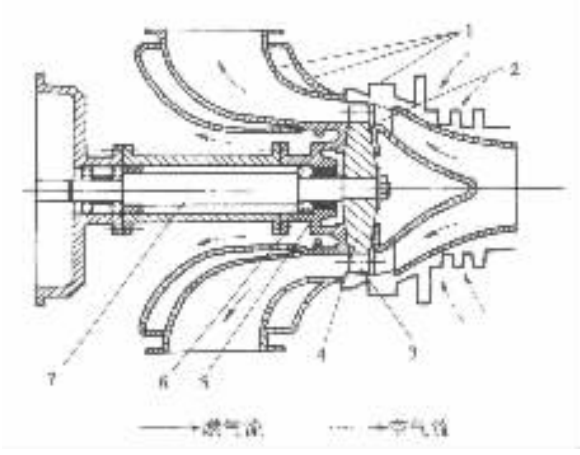


图 3－13－17　轴流式涡轮机结构示意图

1－涡轮机外壳；2－喷管；3－涡轮叶片；4－涡轮毂；5－密封装置；6－轴承；7－涡轮轴

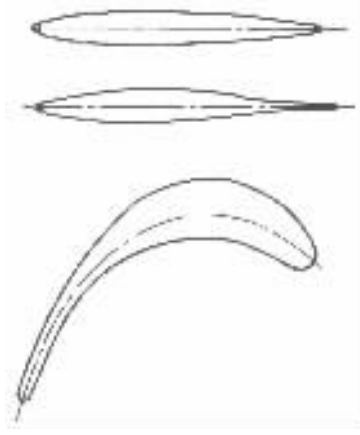


图 3－13－18　轴流式涡轮机叶片的断面形状

如图 3－13－17 所示，轴流式涡轮机主要由涡轮机外壳 1、喷管 2、涡轮叶片 3、涡轮毂 4、涡轮轴 7、轴承 6 及防止燃气泄漏的密封装置 5 等组成。

涡轮机外壳的功用是引导燃气流动。在涡轮机工作时，涡轮机外壳承受高温燃气的压力，因此，其结构应保证在高温下具有良好的强度及刚度。一般将涡轮机外壳制成双层结构，内层与高温燃气接触，用耐热薄板镶衬。在内、外层之间用冷空气吹拂，以降低外壳的温度。

喷管又称静叶，固定在涡轮机外壳内壁圆周上。燃气流过喷管时降压、增速，并以一定的方向冲击涡轮叶片。

涡轮叶片又称动叶，安装在涡轮毂的外圆周上。燃气冲击涡轮叶片后，沿着相邻两个涡轮叶片所构成的流道流动，并按照涡轮叶片的形状改变其流动方向。燃气在改变方向的同时对涡轮叶片作用以力，使涡轮转动。

静叶及动叶的断面均为翼形断面(图 3－13－18)，有良好的气体动力性，可以获得较高的

本资料为网络收集，请勿商用，仅供学习参考

涡轮机效率。现代汽车燃气轮机的叶片用陶瓷材料制造，有足够的耐热、抗氧化、耐腐蚀及耐磨损的能力，可以保证涡轮机有较长的使用寿命。

轴流式涡轮机的基本工作单位称作“级”，一列喷管与一列涡轮叶片组成一级。现代汽车燃气轮机一般为单级或双级。

四、燃烧室

燃料与空气在燃烧室内混合并燃烧，所放出的热量将燃气加热到给定的温度。

燃烧室由外壳、火焰管、空气旋流器、点火器及其它辅助设备等组成(图 3－13－19)。

(1)火焰管燃料与空气在火焰管 2 内混合燃烧。来自压气机的压缩空气分成两股进入火焰管 2，分别称这两股空气为一次空气及二次空气。一次空气经过安装在火焰管顶部的空气旋流器 3 进入火焰管内的主燃烧区，二次空气则从火焰管与外壳 1 之间的环形通道进入火焰管的尾端与燃气混合。二次空气的作用是使燃烧室出口的温度趋于均匀并降低至给定值，同时也使主燃烧区内未完全燃烧的可燃物质继续燃烧完全。火焰管的温度很高，多用陶瓷材料制造。

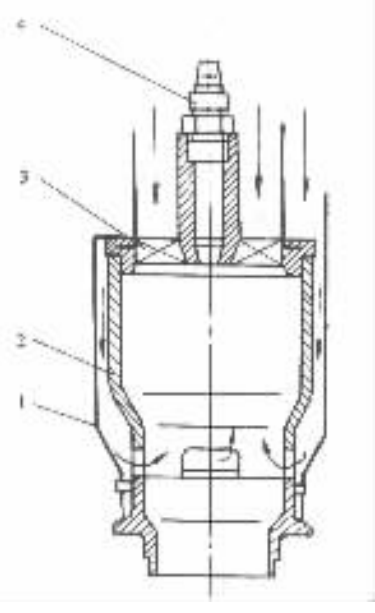


图 3－13－19 汽车燃气轮机燃烧室
1－外壳；2－火焰管；3－空气旋流器；4－燃油喷嘴

(2)空气旋流器空气通过旋流器产生旋转运动。旋转的气流可以促进燃料与空气的混合，同时也起到稳定火焰的作用。空气旋流器的结构比较简单，在空气流道的出口处装设 8～10 片扭曲的叶片，空气流过叶片时产生切向分速度而使气流旋转。

(3)燃油喷嘴燃气轮机燃油喷嘴的作用与柴油机喷油器相同。图 3－13－20 所示为燃用液体燃料的回流式燃油喷嘴结构和工作原理。燃油沿喷嘴套筒周围的切向旋流孔 1 进入旋流室 2，一部分燃油从喷孔 3 旋转喷入燃烧室，喷入燃烧室的油雾形成空心的圆锥。另一部分燃油由旋流室经回油孔 4 返回到回油室 5。通过控制回油阀 6 的开度来改变回油量，借以调节喷入燃烧室内的燃油量。当发动机负荷增大时，回油阀关小，回油量减小，喷油量便随之增多。

(4)点火器在燃气轮机起动时，用点火器点燃混合气；当燃烧室内形成稳定的火焰后，点火器便停止工作。点火器通常采用电热塞或火花塞，近来更多的是采用火焰点火器。火焰点火器是利用火花塞产生的电火花将起动喷嘴喷出的轻质燃料点燃，形成小火焰，再用此小火焰点燃主喷嘴喷出的燃油。

五、回热器

回热器是一种换热设备。燃气在离开动力涡轮排人大气之前温度还很高，利用回热器将排气中的余热回收，可以显著地提高燃气轮机的热效率。实践证明，有回热器的现代汽车燃气轮机的燃油消耗率低于柴油机的水平。

现代汽车燃气轮机多采用旋转盘再生式回热器(图 3－13－13)。这种回热器的蓄热元件是用粉末冶金(金属—氧化铝—硅)制成的圆盘或称转子。沿着圆盘的轴向制成无数个蜂窝状

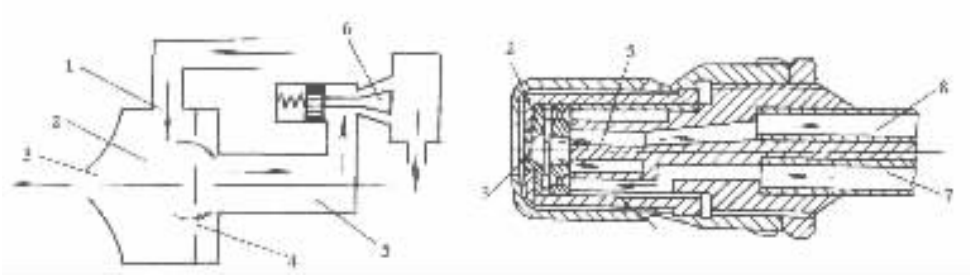


图 3－13－20　回流式燃油喷嘴的结构及工作原理

1－切向旋流孔；2－旋流室；3－喷孔；4－回油孔；5－回油室；6－回油阀；7－进油道；8－回油道

小孔，形成微小的气体通道。圆盘在固定的燃气及空气流道中缓慢旋转。来自涡轮机的燃气穿过圆盘时将圆盘加热，然后排放到大气中。当被加热的圆盘转到空气流道时，空气穿过圆盘并被圆盘加热，从而实现了热量由燃气到空气的传递。

第三节　斯特灵发动机

一、概述

斯特灵发动机是封闭循环回热式外燃机，也称热气机。

在 18 世纪 70 年代，蒸汽机问世伊始效率很低，其原因之一是由于水蒸气在气缸中膨胀之后冷凝而造成较大的热损失。于是有人设想，利用热的气体代替水蒸气作为热机的工质，便可消除这项热损失，从而可以提高热机效率。1816 年，英国人 R·斯特灵根据这一设想创制了以热空气为工质的封闭循环热空气机，即斯特灵发动机。不过由于当时存在许多技术上的困难，致使该机的效率和功率仍然很低。到 19 世纪中叶，当高效率的往复活塞式内燃机出现后，对斯特灵发动机的研究一度中断。

随着科学技术及生产现代化的进展，荷兰菲利普（Philip）公司从 1938 年起开始了现代斯特灵发动机的研制工作。该公司对斯特灵发动机技术做了根本性的改革：创制了能够使活塞及活塞杆作直线往复运动的传动机构，从而改善了气体密封件的工作条件；采用热导率、密度及粘度小的氢气或氦气作工质，从而提高了热交换器的效率并降低了工质流动的阻力损失；发明了卷套式密封装置，为创造高效密封装置开辟了新路。

菲利普公司在上述几个方面所取得的进展，使斯特灵发动机大幅度地提高了效率及功率，并引起许多国家的关注和兴趣。20 世纪 70 年代，在美国福特汽车公司的资助下，由加利福尼亚工学院完成的关于 80 年代车用动力的综合性研究，得出的结论是：热气机作为未来的车用发动机是极有前途的。在此期间，菲利普公司、福特汽车公司、瑞典的联合斯特灵发动机公司及德国的 MAN/MWM 公司等，相继将斯特灵发动机安装在长途客车、轿车及重型货车上试用，开创了车用斯特灵发动机研究的新阶段。

图 3－13－21 所示为瑞典联合斯特灵发动机公司为福特汽车公司设计及制造的汽车斯特灵发动机的结构示意图。

斯特灵发动机有单作用式及双作用式两种不同的类型，汽车斯特灵发动机无例外地都是双作用式的。双作用式斯特灵发动机的每一个气缸内只有一个作往复运动的活塞，活塞顶以

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

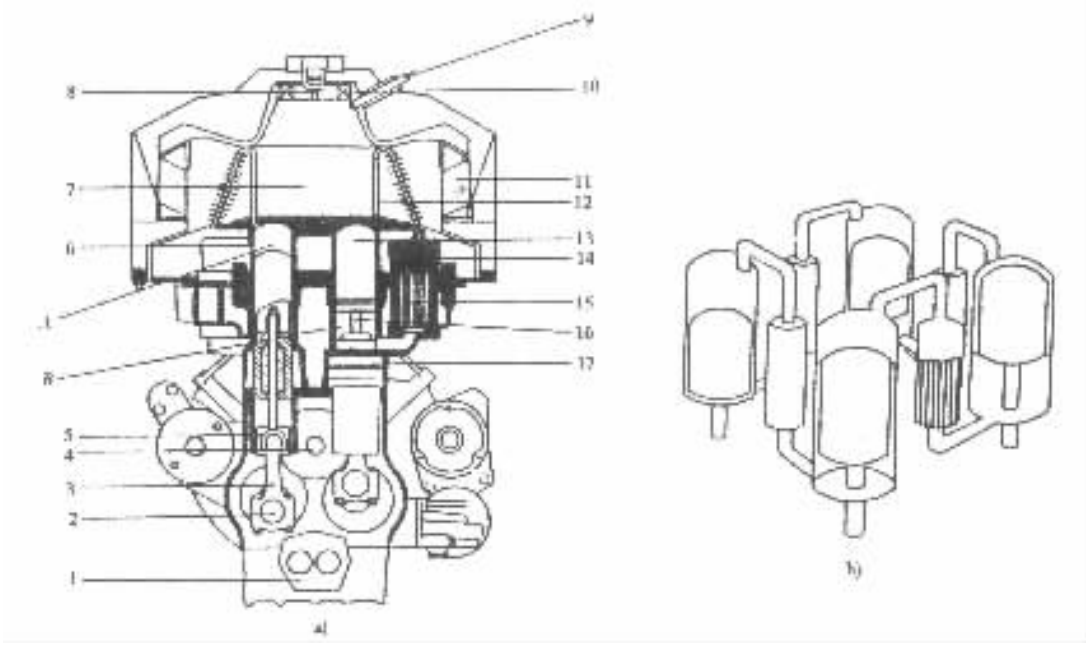


图 3－13－21 U4P－275 型平行双列 4 缸双作用式汽车斯特灵发动机结构示意图(瑞典联合斯特灵发动机公司)

a)结构示意图;b)气缸布置示意图

A－膨胀腔;B－压缩腔

1－机油泵;2－曲轴;3－连杆;4－传动轴;5－十字头;6－气缸;7－燃烧室;8－喷油器;9－点火器;10－空气旋流器;11－空气预热器;12－加热器;13－活塞;14－回热器;15－冷却器;16－活塞杆;17. 活塞杆密封装置

上的工作腔为膨胀腔,活塞底以下的工作腔为压缩腔。膨胀腔与相邻气缸的压缩腔通过加热器、回热器及冷却器相互连通,其同构成一个封闭的循环系统。一台 4 缸双作用式斯特灵发动机有 4 个气缸、4 个活塞及 4 个加热器、回热器及冷却器,构成 4 个封闭循环系统。

斯特灵发动机主要由燃烧系统(包括燃烧室、喷油器、点火器、空气旋流器及空气预热器等)、封闭循环系统、传动机构(包括活塞、活塞杆、十字头、连杆及曲轴等)、调节装置及辅助设备等组成(图 3－13－21)。来自燃油泵的燃油经喷油器 8 喷入燃烧室 7,空气则经过空气预热器 11 预热之后,经空气旋流器 10 进入燃烧室。空气和燃油在燃烧室内混合燃烧所释放出的热量通过加热器对工质加热,这时工质的温度最高,压力也较大。工质吸热后进入气缸的膨胀腔膨胀作功,推动传动机构运转。工质在膨胀过程中,压力不断下降,但工质的温度却因为不断地从加热器吸热而基本保持不变。处于压缩腔内的工质同时受到压缩,压缩过程开始时工质的压力及温度都最低 j 随着压缩过程的进行,工质的压力不断增高,但工质的温度却因为工质通过冷却器不断地向环境放热而基本保持不变。当工质由膨胀腔流回压缩腔时,向回热器放热,温度降到最低,压力也随之下降。而当工质由压缩腔流回膨胀腔时,由回热器吸热,温度升至最高,压力也随之增大。综上所述,工质经历了压缩、加热、膨胀及冷却等四个过程而完成一个循环。在四个过程中,仅膨胀过程为作功过程。

斯特灵发动机的主要优点是:

1)可燃用多种燃料。因为斯特灵发动机的燃料燃烧过程是在气缸外部接近大气压力下连续进行的,所以对燃料品质的要求不高。如煤油、重柴油、煤炭、煤气、薪柴、酒精及植物油等都

可燃用。

2)热效率高。斯特灵发动机是一种高效率能量转换装置,其热效率达 66% ~ 70%,有效热效率达 32% ~ 40%,与柴油机相当。若用陶瓷制造加热器,工质的温度可进一步提高,这时有效热效率可达 44%以上。

3)排气污染小。斯特灵发动机的燃烧过程可在较多的过量空气下进行,因此排气中 CO、HC、NO_x 及炭烟的含量都比往复活塞式发动机低得多。

4)噪声水平低。试验表明,斯特灵发动机的噪声水平低于 70dB,比往复活塞式内燃机约低 15 ~ 30dB。

5)运转特性好。斯特灵发动机输出转矩均匀,因而运转平稳;超负荷能力大,能在超过标定负荷 50%的情况下正常运行。因此,斯特灵发动机很适合用作汽车动力。

6)工作可靠,使用寿命长,燃油消耗率低。

虽然斯特灵发动机有许多优点,但是直到目前为止尚未达到商品生产的水平,其主要原因是制造成本约比同功率的往复活塞式内燃机高出一倍。因为斯特灵发动机的受热零部件(如气缸的膨胀腔、加热器及回热器等)长时间在 700 ~ 800℃的高温及 15 ~ 25MPa 的高压下工作,需用优质耐热钢制造,而且加热器及调节系统的结构也比较复杂,致使斯特灵发动机造价昂贵,在经济上不能与往复活塞式内燃机相竞争。随着科学技术的发展,一定可以找到廉价的耐热材料,届时上述问题便可迎刃而解了。

二、传动机构及密封

双作用式斯特灵发动机的动力传动机构多采用十字头曲柄连杆机构(图 3 – 13 – 22b)。这种机构使活塞不受传动机构侧向力的作用,传动机构的侧向力由十字头承受,从而可以减轻气缸、活塞及活塞上密封件的磨损,有利于气缸的密封。十字头曲柄连杆机构包括活塞、活塞杆、十字头、连杆及曲轴。其中,连杆及曲轴与往复活塞式内燃机相同。十字头 3 为筒形零件,其结构与无活塞环的活塞类似。它上接活塞杆 2(活塞杆与活塞 1 一般用螺纹连接)下面与连杆 4 连接。

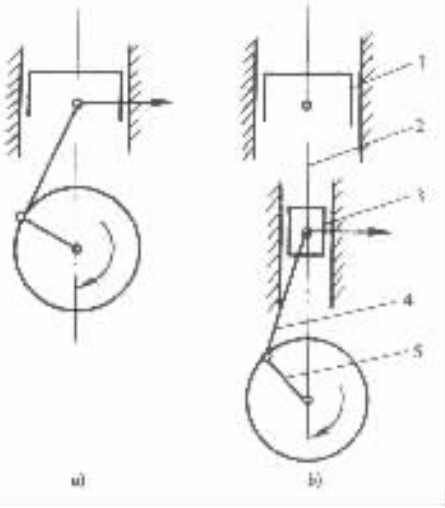


图 3 – 13 – 22　传动机构示意图

a)简单曲柄连杆机构;b)十字头曲柄连杆机构

1 – 活塞;2 – 活塞杆;3 – 十字头;4 – 连杆;5 – 曲轴

双作用式斯特灵发动机活塞上、下端的温差和压差都很大,这就要求活塞的结构应具有足够的强度、刚度及良好的密封性。活塞结构如图 3 – 13 – 23 所示。

活塞为中空薄壁构件,以减轻质量及削弱热传导。其顶部为球面,以减小应力集中。活塞内腔设置横隔板 4(图 3 – 13 – 23b),横隔板除能增加活塞的强度及刚度外,还可起到对热辐射的屏蔽作用。在活塞裙部加工有活塞环槽 2 及连接活塞杆的活塞杆孔 5。

斯特灵发动机气缸的密封与往复活塞式发动机类似。在活塞环槽内装设矩形断面的活塞环,环的背面装有金属胀簧。活塞环由氟碳材料制造,不需要润滑。在氟碳材料中,聚四氟乙烯的复合材料陆龙 A 的性能较好,所以斯特灵发动机多用陆龙 A 作密封材料。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

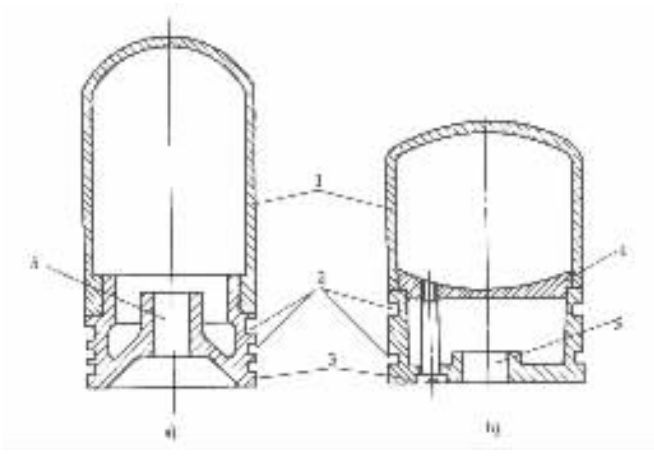


图 3－13－23 双作用式斯特灵发动机活塞

a) U4P－275 型双作用式斯特灵发动机活塞；b) MAN/MWM 双作用式斯特灵发动机活塞

1－活塞头部；2－活塞环槽；3－活塞裙部；4－横隔板；5－活塞杆孔

三、热交换器

热交换器是斯特灵发动机的关键部件，其使用性能的好坏直接影响斯特灵发动机能否正常高效的工作。斯特灵发动机有 4 个热交换器，即加热器、回热器、冷却器及空气预热器。热交换器的基本功用是保证工质在封闭的循环系统中实现吸热、回热及放热等过程。斯特灵发动机必须有加热器、回热器及冷却器，但空气预热器并不是必需的。没有空气预热器的斯特灵发动机仍能很好的工作，只是热效率比较低而已。

1. 加热器

燃料燃烧所产生的高温燃气从加热器的外壁流过，并将热量传给在加热器内循环流动的工质，工质吸热后进入气缸的膨胀腔，在高温、高压下进行定温膨胀。

在斯特灵发动机中应用最多的是管式加热器，其基本结构如图 3－13－24 所示。管式加热器一般由两排耐热钢管组成，靠近燃烧室中心的一排为光管；另一排为翅片管，翅片可以增强换热。两排管的上端用弯头连接，下端则分别与回热器壳体及气缸的膨胀腔相连。

由于加热器长时间在高温、高压下工作，因此加热管的材料必须具有耐高温、耐腐蚀及导热性好等性能，一般用镍基合金钢制造。

2. 回热器

回热器的功用是交替地从工质吸热及向工质放热。回热器的工作条件极其恶劣，它在工作过程中温度的变化可达 300℃/s。回热器的基本构造是在耐压的回热器壳体 2（图 3－13－24）中充填耐热、耐腐蚀及导热性良好的填料。填料需有足够的表面积，一般采用 0.1～0.06mm（150～250 目）的不锈钢丝网或直径为 3mm 左右的小钢球。填料中间留有一定的空隙，以便工质能在其间往返流动，进行周期性的吸热及放热。

3. 冷却器

当压缩腔内的工质受到压缩时，工质在冷却器内放出热量，以保持其温度基本不变，实现定温压缩过程。冷却器的结构一般为壳管式，即在金属的冷却器壳体 3（图 3－13－24）内装置许多冷却管，工质在管内流动，冷却水在管外流动。工质向冷却水放热，冷却水再经过散热器

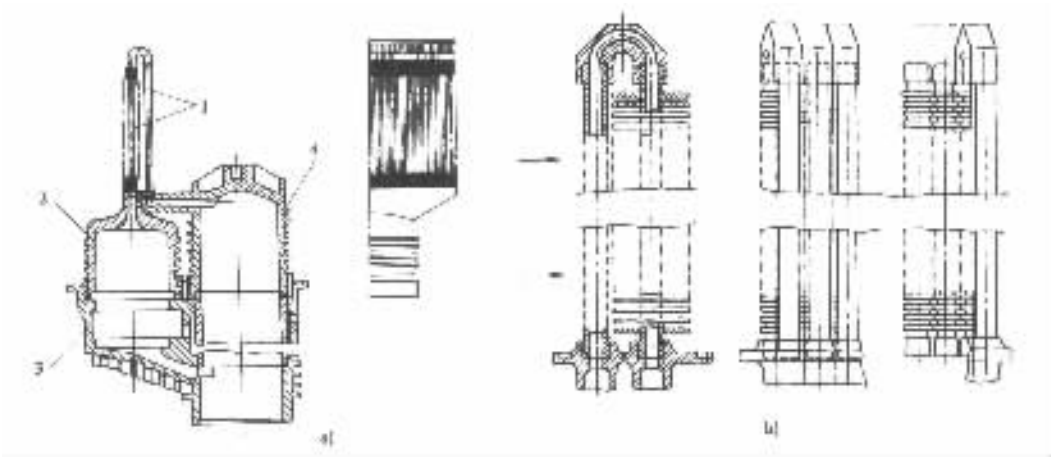


图 3－13－24　管式加热器结构示意图

a)加热器的布置；b)加热器的构造

1－加热器管；2－回热器壳体；3－冷却器壳体；4－气缸

将热量散到环境中。为了提高斯特灵发动机的效率及改善密封装置的工作条件，冷却器的温度应该尽可能地低。

4. 空气预热器

燃料燃烧所生成的高温燃气在通过加热器之后温度仍然很高，在排人大气之前，先使其通过空气预热器，利用燃气的余热来加热空气。高温空气进入燃烧室与燃料混合燃烧，可以节省燃料。因此，空气预热器实际上是一个节能装置。

汽车斯特灵发动机多采用回热式空气预热器，其工作原理及基本结构与汽车燃气轮机中的回热器相同。它在发动机上的安装位置见图 3－13－25。

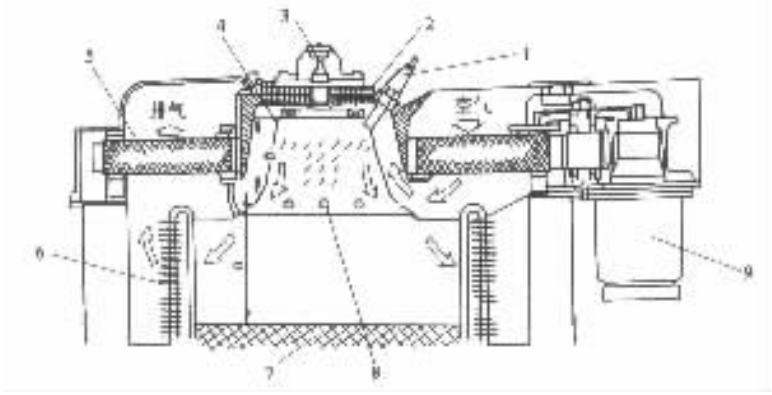


图 3－13－25　斯特灵发动机燃烧室

a)主燃区；b)混合区

1－点火器；2－空气旋流器；3－燃油喷嘴；4－火焰管；5－空气预热器；6－加热器；7－保温层；8－二次空气孔；9－电动机

四、燃烧系统

斯特灵发动机的一个重要特点就是由外部燃烧系统向工质供热。这种燃烧系统由空气供

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

给设备、燃料供给装置及燃烧室等组成(图 3－13－25)。

空气由鼓风机送入回热式空气预热器 5,预热后温度升高到 1000～1200%,一部分热空气由火焰管 4 外壁的流道进入空气旋流器 2,空气经过旋流器后产生旋转运动并与燃油喷嘴 3 喷出的燃油在主燃烧区 a 内混合燃烧,温度升高到 2000～2200℃。另一部分空气则通过二次空气孔 8 进入混合区 b。在混合区内,二次空气与主燃烧区内未燃烧完全的可燃物质进一步混合燃烧。燃料燃烧所产生的高温燃气流过加热器 6 并向其传热后,温度降到 1100～1300℃,再经过空气预热器,温度进一步下降到 200～300℃之后排入大气。

回热式空气预热器 5 由电动机 9 经传动齿轮带动旋转。

第四节 电动汽车

一、概述

本节所讲述的电动汽车是指以蓄电池或燃料电池为动力、在市区街道或城间公路上行驶的用电动机驱动的汽车,不包括无轨电车及在车站、码头或厂区内使用的电动叉车和普通的电瓶车。

世界上第一辆电动汽车,是 1873 年由英国人 R·戴彼特逊用手工制作的。此后,电动汽车发展很快,自 19 世纪末到 20 世纪初,电动汽车几乎成为汽车的主流。以美国为例,在此期间的汽车保有量中,蒸汽机汽车占 40%,电动汽车占 38%,内燃机汽车只占 22%。1915 年,美国电动汽车的年产量达 5000 辆。但是,随着汽油机汽车的发展及普及,电动汽车便逐渐衰落了。其原因是电动汽车充电时间长,续驶里程短,限制了它的应用。然而,在环境污染日趋严重和石油资源面临危机的 20 世纪末,世界各国又兴起了研究、开发和使用电动汽车的热潮。很多国家为了鼓励生产和使用电动汽车,实行多项优惠政策:或拨出巨款对生产电动汽车的厂家和购买电动汽车的客户给予资助或补贴;或免收电动汽车用户的牌照税,养路费以及夜间充电只收一半的电费等。1990 年,美国加里福尼亚州议会通过一项强制推广电动汽车的法规。这项法规要求:在 1998 年的汽车总销售量中,必须有 2%的零排放污染汽车;到 2000 年,零排放污染汽车应占汽车总销售量的 3%;2001 年达 5%;而 2003 年增至 10%。目前,只有电动汽车能做到零排放污染。

近年来,电动汽车有了较大的发展。随着科学技术,尤其是高新技术的发展,电动汽车技术也有了长足的进步(表 3－13－1)。

电动汽车的优点是:

1)在行驶中无废气排出,不污染环境,所以电动汽车可称为"零排放污染汽车"。

2)能源有效利用率高。图 3－13－26 所示是按 10 种行驶方式对电动汽车与汽油机汽车能源利用总效率的比较。

另外,电动汽车所用的电能,可以通过各种发电方法获得,也可以利用剩余的深夜电力,从而提高了发电设备的利用率。

3)振动及噪声小,车厢内外的安静性好。

4)结构简单,维修使用方便。

电动汽车目前尚存在下列缺点:

1)一次充电所能行驶的里程短。装载与汽油重量相同的铅一酸蓄电池的电动汽车,其续

驶里程仅为汽油机汽车的 1/70。

2)成本高。蓄电池及电机控制器价格昂贵是电动汽车成本高的主要原因。另外,蓄电池寿命短,折旧费高。

表 3－13－1　近年世界各国研制的部分电动汽车的性能参数

车　名	公司名	蓄电池类型	驱动电机	功率(kW)	最高车速(km/h)	续驶里程(km)
Epic 旅行车	克莱斯勒	铅酸	交流感应电动机	55	128	130
EV Plus 轿车	本田	镍氢	直流无刷电动机	49	128	200
Prius 混合动力型轿车	丰田	镍氢	永磁电动机	30	—	—
BMW EI 轿车	宝马	钠硫	永磁无刷直流电动机	32	120	160～230
RAV4 客货车	丰田	镍氢	—	—	130	230
Ecostar 工具车	福特	钠硫	交流感应电动机	30	112	210
NECar3 轿车	戴姆勒—奔驰	燃料电池		50	145	400
8008E 大客车	纽普兰	钠硫	—	40	—	80
YW6－120DD 大客车	中国远望	—	三相异步电动机		90	150

图 3－13－26　电动汽车与汽油机汽车能源利用总效率的比较

3)充电时间长,一般需要 6～10h。

电动汽车的动力部分主要由蓄电池、控制器及电动机等构成(图 3－13－27)。充电机经充电接口向蓄电池充电。当汽车行驶时,蓄电池经控制器向电动机供电。来自加速踏板的信号输入控制器,通过控制器调节电动机输出的转矩或转速。加速踏板由驾驶员操纵。电动机的输出经汽车传动系统驱动车轮。

二、蓄电池

蓄电池又称二次电池。目前正在使用的或将来可能作为电动汽车用的蓄电池列于表 3－13－2。蓄电池的主要性能指标有:①能流密度——单位电池质量所能存储的电量(W·h/kg),是评价电动汽车一次充电所能行驶里程的指标;②动力密度——单位电池质量所能输出的功率(W/kg),是评价电动汽车加速性、爬坡能力及最高车速的指标;③循环寿命——电池充、放

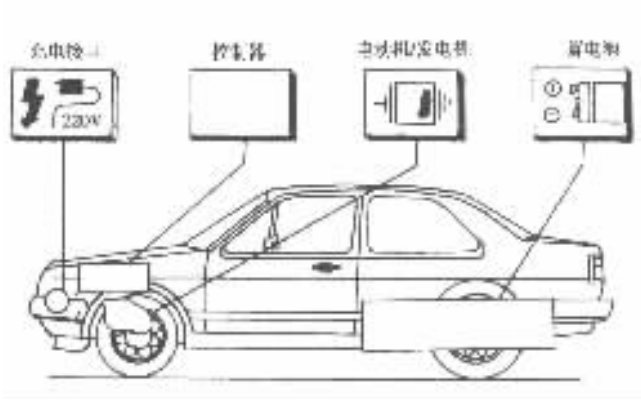


图 3－13－27 电动汽车动力系统

电一次称为一个循环，循环寿命表示更换电池前所能完成的循环数。循环寿命短，将增加电动汽车的维护费用。

目前，在电动汽车上使用的电源，除蓄电池外还有燃料电池。燃料电池被看作是最有发展前途的动力源。氢一氧燃料电池是利用氢与氧进行化学反应生成水的同时产生电的一种清洁的发电装置。其能流密度为一般二次电池的几倍至 10 倍。

表 3－13－2 电动汽车用二次电池的比较

电池类型		铅酸	镍镉	镍铁	镍锌	镍氢	钠硫	锌溴
电池构成（－/电解质/＋）		Pb /H_2SO_4/PbO_2	Cb /KOH/NiOOH	Fe /KOH/NiOOH	Zn /KOH/NiOOH	MHab /KOH/NiOOH	Na /β－A1203/S	Zn /ZnBr2Br2
能流密度（W·h/kg）	现状	40	50	55～60	70	—	80～100	70
	目标	45	60	60～65	80	80	110	70～90
动力密度（W/kg）	现状	120	150～180	100	140～160	—	80～100	80～90
	目标	130	180～200	130	150～180	130	130	100
循环寿命	现状	500	1000～2000	1000	100～200	—	300	250～700
	目标	500～1000	2000	1000～2000	500	1000	500～1000	500～1000
预测价格		1.0	4.1	3.7	2.8	＞4.1	1.9	1.4
特点	优点	可靠性高，成本低	可快速充电，寿命长	寿命长	能流密度高	能流密度高	能流密度高	成本低，能流密度高
	缺点	能流密度低，过充电、过放电能力差	Ni、Cd 价格贵	需要定期补充水	寿命短	价格贵，氢处理时需注意安全	安全性差，高温下的控制	输出密度低，寿命短，需要定期完全放电

氢—氧燃料电池的工作原理：使氢和氧分别吸附在用活性炭制成的电极上，并将两个电极置于 KOH 电解液中（图 3－13－28），若这时接通外电路，便有电流流过负载。电池中所发生的反应为

阳极反应：$2H_2 \longrightarrow 4H^+ + 4e$

阴极反应：$4e + 4H^+ + O_2 \longrightarrow 2H_2O$

综合反应：$2H_2 + O_2 \xrightarrow{4e} 2H_2O$

即两个氢分子在阳极表面变成 4 个氢离子，并释放出 4 个电子，电子由阳极导出，通过外部负载转移到阴极，氢离子则通过电解液到达阴极与电子及氧结合生成水。

用活性炭制成的电极，通过适当的催化剂（铂或钯）活化，可以加速电池反应过程。用固体离子交换树脂代替 KOH 电解液的燃料电池（图 3－13－29），有较小的外形尺寸，不过这种电池的内阻稍大。

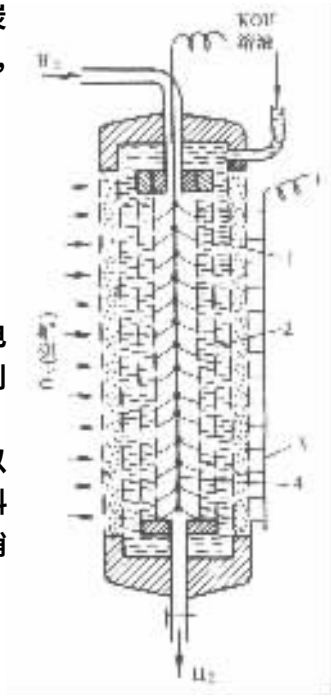


图 3－13－28　氢—氧燃料电池示意图

1、2－多孔活性炭粒；3－正极；4－负极

三、电动机

在 20 世纪 90 年代以前的电动汽车上，主要采用可控硅整流的直流电动机。直流电动机具有起步加速牵引力大、控制系统简单等优点。但直流电动机的电刷寿命短，需经常更换，而且接触部分有摩擦损失，致使效率较低。

90 年代以后，随着电子技术的进步而发展起来的周波数变换技术，使原来难以变速驱动的交流电动机，已经开始用于电动汽车上了。交流电动机的优点是体积小、质量轻、效率高、基本免维护和调速范围宽等。交流电动机有感应电动机与同步电动机之分。感应电动机结构坚固，可靠性好，是一种高效、小型高速电动机。但是，交流同步电动机的转子若采用高磁流密度的永久磁铁，可能比感应电动机的效率还要高，尺寸还要小。

图 3－13－30 所示为电动汽车交流电动机驱动控制系统框图。蓄电池组输出的 280V 直流电，经控制器变为交流电后供人交流电动机，电动机输出的转矩经汽车传动系统驱动车轮。当汽车制动减速时，车轮带动电动机转动，通过矢量控制使感应电动机成为交流发电机产生电流，再经控制器将交流电变为直流电向蓄电池组充电，这一过程称为再生制动。具有再生制动功能的电动汽车，使一次充电后的续驶里程增加 10% ~ 15%。

四、复合动力型电动汽车

为了弥补上述电动汽车的缺陷，一种既能减少汽车对环境的污染，又能延长续驶里程的复合动力型电动汽车应运而生了。

这种汽车实际上就是在电动汽车上装一台内燃机。在对噪声和排放非常敏感的市区内行驶时用电力驱动，在需要大功率输出时由内燃机驱动。

大众汽车公司曾在高尔夫轿车上安装一套柴油机－电动机驱动系统。在相当于柴油机飞轮的位置安装一个 6kW 的紧凑型异步电机，在柴油机侧和变速器侧各装有自动操纵的离合器。当柴油机侧的离合器处于分离状态时，轿车由电力驱动。当轿车由柴油机驱动时，柴油机

试读结束：需要全本请在线购买：www.ertongbook.com

侧的离合器接合。此时异步电机的转子起飞轮作用，而且该电机还作为起动机和交流发电机使用。

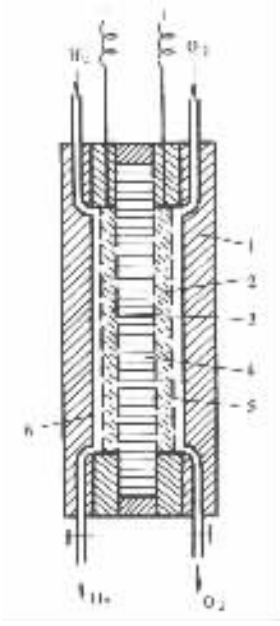


图 3－13－29 以固体离子交换树脂为电解质的氢—氧燃料电池

1－面极；2－氧电极；3－氢电极；4－离子交换树脂；5－氧气室；6－氢气室

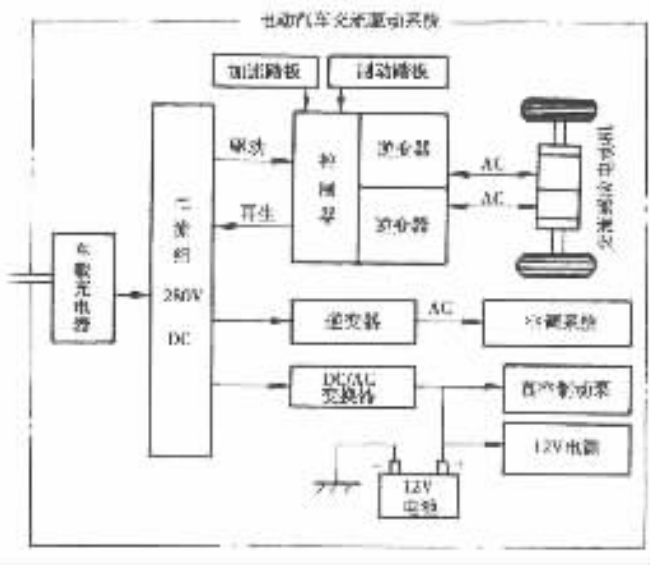


图 3－13－30 电动汽车交流电动机驱动系统框图

由于两种动力装置分别用于各自最适宜的工作条件，因此，这套复合动力驱动系统的燃油经济性非常好，综合排放水平非常低。与一般装有柴油机的高尔夫轿车相比，柴油消耗降低62%，有害排放物减少40%～60%，在夜间为电池充电需要12～16kW·h。

第五节 压缩天然气汽车及液化石油气汽车

一、概述

以压缩天然气和液化石油气为燃料的汽车，分别称为压缩天然气汽车（CNGV）和液化石油气汽车（LPGV）。

天然气是从天然气田直接开采出来的，其主要成分是甲烷，极难液化。因此，目前大都将其压缩到20MPa的高压，充入车用气瓶中储存和供汽车使用，即所谓的压缩天然气（CNG）。

石油气是石油催化裂化过程和油田伴生气回收轻烃过程中的产品。石油气在常温下加压到1.6MPa即可液化而成液化石油气（LPG）。从油田气制得的LPG，其主要成分为丙烷、丁烷和少量的乙烷和戊烷，不含稀烃，适于作车用燃料。从炼油厂得到的LPG，除含丙烷、丁烷外，还含有较多的烯烃，不宜作车用燃料。因为烯径在常温下化学安定性差，在储运过程中容易生

成胶质，燃烧后容易积炭。

目前，燃用 CNG 或 LPG 的汽车发动机，多是在原汽油机或柴油机的基础上改装而成的。若改装后的发动机只有一套燃料供给系统，只燃用 CNG 或 LPG 一种燃料，则称这种发动机为单燃料发动机，装有单燃料发动机的汽车称单燃料汽车。若在原汽油机燃油系统之外，增设一套 CNG 或 LPG 供给系统，两套系统分别但不同时向气缸供给燃料，则称这种发动机为两用燃料发动机。装有两用燃料发动机的汽车为两用燃料汽车，如汽油/压缩天然气汽车，汽油/液化石油气汽车等。若在原柴油机燃油系统之外，增设一套 CNG 或 LPG 供给系统，两套系统按预定的配比同时向气缸供给燃料，则称这种发动机为双燃料发动机，相应的汽车为双燃料汽车，如柴油－压缩天然气汽车，柴油－液化石油气汽车等。

早在 20 世纪 30 年代，前苏联和意大利等国家就已经开始开发并应用 CNGV 或 LPGV。近 20 年发展很快，不仅天然气和液化石油气汽车的数量迅猛增加，而且改装技术日趋电子化，CNGV 和 LPGV 的性能不断完善和提高。

我国天然气资源十分丰富，天然气和液化石油气作为汽油和柴油的代用燃料，大力发展天然气和液化石油气汽车，既可以充分利用自然资源，又可以减少对石油的需求和减轻汽车尾气对城市环境的污染。

CNGV 和 LPGV 的主要优点有：

1）天然气和液化石油气在常温下为气态，容易与空气混合形成均匀的可燃混合气，燃烧完全，可以大幅度减少 CO、HC 和微粒的排放。另外，天然气和液化石油气的火焰温度低，因此 NO_x 的排放量也相应减少。

2）天然气辛烷值高达 130，液化石油气的辛烷值也在 100 左右，因此，燃用天然气或液化石油气可提高发动机的压缩比，从而获得较高的发动机热效率。

3）冷起动性和低温运转性能良好，在暖机期间无需加浓混合气。

4）燃烧界限宽，稀燃特性优越。燃烧稀混合气，可以减少 NO_x 的生成和改善燃料经济性。

5）不稀释润滑油，可以延长润滑油更换周期和发动机使用寿命。

LNGV 和 LPGV 的缺点是：

1）因为天然气在常温、常压下是气体，所以其储运性能差。目前广泛采用将压缩天然气充入车用气瓶内储运的办法，这些气瓶既增加了汽车自重，又减少了载货空间。虽然可以通过深冷液化技术制成液化天然气（LNG），但技术复杂，生产成本高。

2）一次充气的续驶里程短。

3）CNG 或 LPG 均呈气态进入气缸，使发动机充量系数降低；另外，与汽油或柴油相比，CNG 或 LPG 的理论混合气热值小，因此，燃用 CNG 或 LPG 将使发动机功率下降。

二、GNG 供给系统

CNG 供给系统的基本组成如图 3－13－31 所示。CNG 储存于容量为 50L 的车用气瓶 1 内，压力为 20MPa。通过每个气瓶上的连通阀 2 及 CNG 高压管路 4 将各气瓶连通。CNG 从最后一个气瓶上的输出阀 5 流出，经预热器 6、截止阀 15 及滤清器 11 进入减压器 10。在减压器内，CNG 的压力下降到大气压力。低压的天然气经计量器 9 和 CNG 低压管路 8 进入混合器 7，在混合器中与空气混合后进入气缸。系统中设有两个压力表，一个是高压表 13，指示车用气瓶及高压管路中的压力，以及车用气瓶中的储气量。另一个是低压表 12，用来测量一级减压后的天然气压力。充气阀 3 是向车用气瓶充入天然气的阀门。

精品分享网 www.pbookshop.com 免费下载

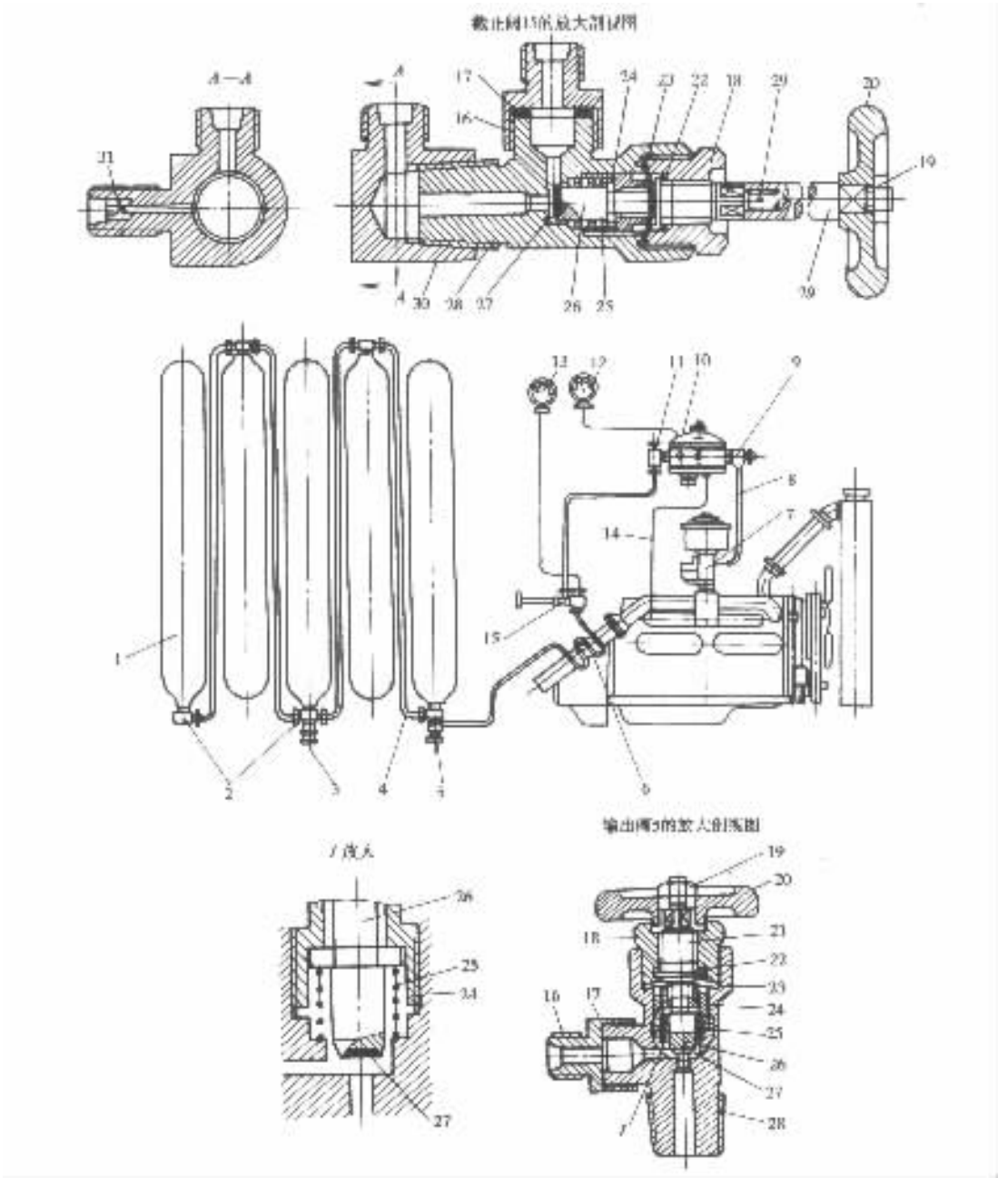


图 3－13－31 CNG 供给系统的基本组成

1－车用气瓶；2－连通阀；3－充气阀；4－CNG 高压管路；5－输出阀；6－预热器；7－混合器；8－CNG2 低压管路；9－计量器；10－减压器；11－滤清器；12－低压表；13－高压表；14－真空软管；15－截止阀；16－接头；17、22－垫圈；18－紧固螺母；19－螺母；20－手轮；21－心轴；23－膜片；24－压紧螺母；25－弹簧；26－柱阀；27－密封垫；28－阀体；29－加长轴；30－三通接头；31－量孔

当 CNG 流过减压器之后，压力大幅度降低，温度也随之急剧下降，CNG 中的水分可能结冰。预热器的作用便是预先对 CNG 加热，使其增温，以防止其减压后温度降到冰点以下。

滤清器的作用是滤除 CNG 中的杂质。

输出阀阀体 28 内装有柱阀 26，柱阀下端嵌有密封垫 27，弹簧 25 作用在柱阀的上端，保持柱阀常开，CNG 从车用气瓶经柱阀不断流出。当转动手轮 20 时，心轴 21 向下压迫膜片 23 并推动柱阀向下压在阀座上，使输出阀关闭，中止 CNG 输出。膜片由薄钢片或黄铜片制造，其作用是防止 CNG 通过心轴向外泄漏。

截止阀的结构与输出阀相似，不同的是在心轴上外接一加长轴 29，以便于驾驶员在驾驶室内操纵截止阀的开闭。

减压器的作用是：①将车用气瓶中 CNG 的压力由 20MPa 降低至 0.1MPa 左右；②在发动机停止运行时，自动停止 CNG 的输出；③当发动机运行工况急剧变化时，能保证向发动机正常供气。

减压器有单级和多级之分。图 3－13－32 所示为一种由进气管真空度控制的二级减压器

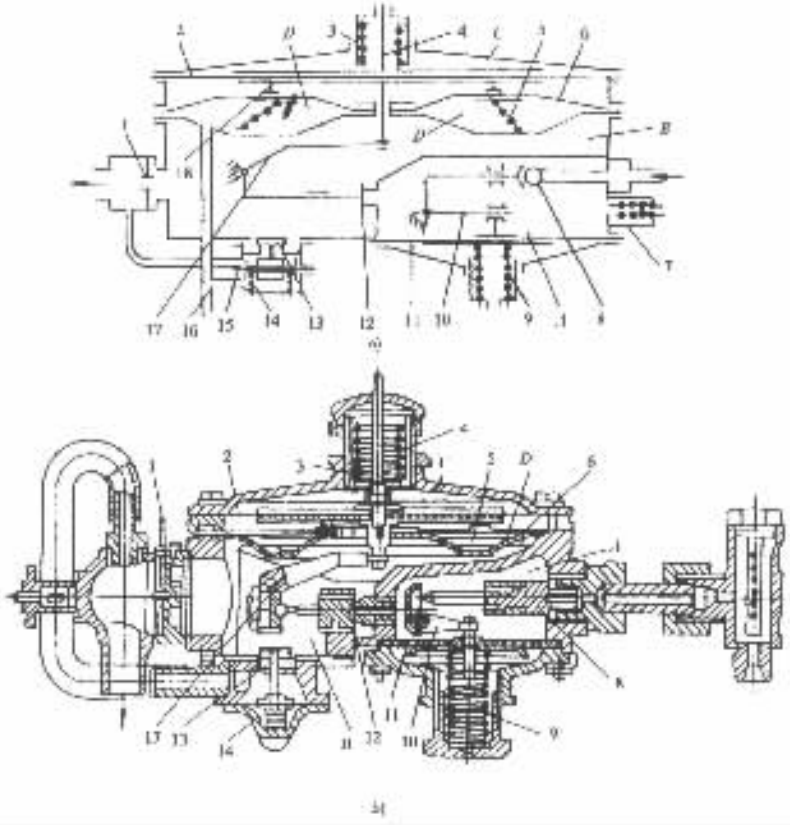


图 3－13－32　二级减压器结构简图

1－量孔；2、11、15－膜片；3、9、14－弹簧；4－传动杆；5－锥形弹簧；6－辅助膜片；7－安全阀；8－一级减压球阀；10、17－杠杆；12－二级减压阀门；13－加浓阀；16－真空管；18－膜片夹

结构简图。当发动机工作时，CNG 经一级减压球阀 8 首先进入 A 腔，进行一级减压，压力由 20MPa 减至 0.4MPa 左右。若压力超过 0.4MPa，则膜片 11 克服弹簧 9 的压力向下弯曲，并带动杠杆 10 将球阀 8 关闭，中止 CNG 流入 A 腔。随着 CNG 经二级减压阀门 12 不断流入 B 腔，A 腔内的压力逐渐降低，若压力低于 0.4MPa，则弹簧 9 推压膜片 11 向上弯曲，并带动杠杆 10 将球阀 8 开启，CNG 充入 A 腔。CNG 进入 B 腔后，进行二级减压，压力由 0.4MPa 进一步减至 0.1MPa 左右，然后经量孔 1 被吸入混合器。B 腔内天然气的压力由弹簧 3、膜片 2、传动杆 4、

杠杆 17 和阀门 12 联合控制，其动作与一级减压的情况类似。量孔 1 的截面积按发动机在中等负荷时供给经济混合气成分选定。当发动机在全负荷下工作时，经真空。管 16 传至膜片 15 下方的进气管真空度减小，膜片在弹簧 14 的作用下向上弯曲顶开加浓阀 13，部分天然气经加浓阀流入混合器，使进入气缸的混合气得到加浓。当发动机停机时，进气管真空度消失，D 腔内的锥形弹簧 5 使辅助膜片 6 向上弯曲，并推动膜片 2 也向上弯曲，同时带动杠杆 17 将阀门 12 关闭，停止天然气的供应。

图 3－13－33 所示为混合器的结构简图，它是天然气与空气的混合装置。空气和天然气分别从上方和侧面流入混合器并在其中混合。

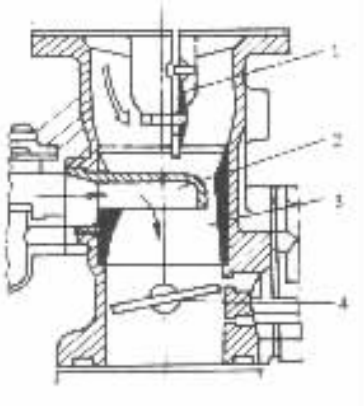


图 3－13－33 混合器结构简图
1－阻风门；2－天然气主喷口；3－喉管；4－节气门

三、LPG 供给系统

LPG 供给系统的基本组成如图 3－13－34 所示。气瓶 5 内的 LPG 从 LPG 蒸气输出阀 20 及 LPG 液体输出阀 21 流经供给阀 6 进入蒸发器 17。在蒸发器中，LPG 由于受到发动机循环冷却液的加热而蒸发汽化。汽化后的 LPG 经输气软管 10 进入 LPG 滤清器 11，滤除其中的杂质，然后经压力调节器 12 降压到大气压力，再经计量部件 13 和低压输气管 14 进入混合器 16。在混合器中，LPG 蒸气与吸入的空气混合形成可燃混合气后进入气缸。

气瓶为金属瓶或复合材料瓶，工作压力为 1.6MPa。当瓶内压力超过 1.68MPa 时，卸压阀 2 开启，使气瓶顶部与大气相通。气瓶一般不能充满 LPG，留出 10% 的容积作为 LPG 的蒸发空间。

LPG 供给系统设有多种阀门，其中供给阀 6 及输出阀 20、21 的作用和结构均与 CNG 供给系统中相应的阀门相似。充装阀 4 及最高液面显示阀 1 的结构如图 3－13－34 放大剖视图所示。当向气瓶内充入 LPG 时，先将充装口盖 22 取下，接上充液管，再转动手轮 23 使充装阀门 24 开启，即可进行充液。当开始充液后，转动最高液面显示阀手轮 25，使针阀 26 开启。当发现有液体从显示阀流出时，表示气瓶中的液面已达到最高位置，应立即停止充液，并转动手轮使针阀关闭。

液位计 3 通过浮子、杠杆和指针来指示气瓶中的液面高度。

压力调节器之前设有蒸发器 17，其结构如图 3－13－35 所示。发动机循环冷却液从冷却液进口 1 流进，从冷却液出口 6 流出。LPG 则从 LPG 进口 5 流进螺旋管 4，在螺旋管内流动时不断地通过管壁从冷却液吸收热量而蒸发，LPG 蒸气从 LPG 出口 2 流出蒸发器。螺旋管一般由黄铜制造，管壁厚度约 1mm。

LPG 供给系统的压力调节器及混合器的结构及工作原理与 CNG 供给系统的减压器及混合器基本相同。

四、柴油－压缩天然气汽车的燃料供给系统

柴油－压缩天然气汽车为双燃料汽车，其燃料供给系统是在原柴油机燃油系统的基础上增加一套压缩天然气供给装置而成的，如图 3－13－36 所示。

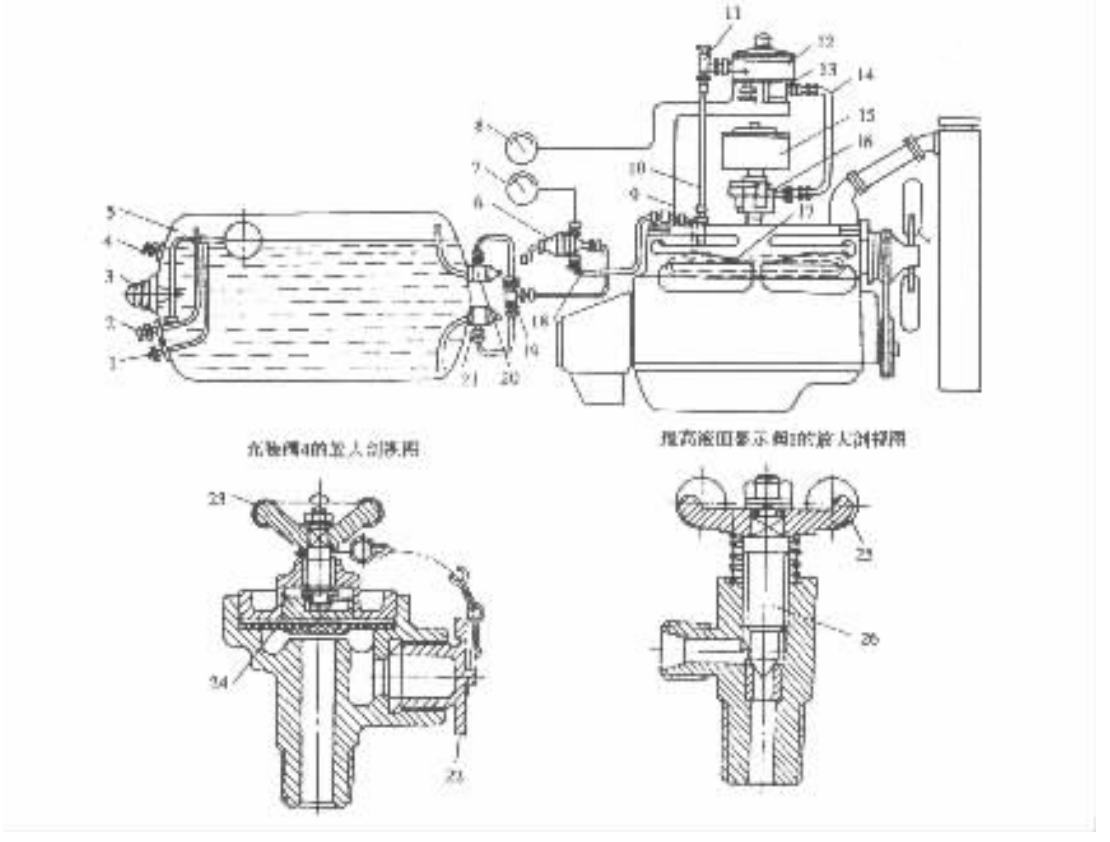


图 3－13－34　LPG 供给系统的基本组成

1－最高液面显示阀；2－卸压阀；3－液位计；4－充装阀；5－气瓶；6－供给阀；7、8－压力表；9－真空管；10－输气软管；11－LPG 滤清器；12－压力调节器；13－计量部件；14－低压输气管；15－空气滤清器；16－混合器；17－蒸发器；18－接管；19－三通管接头；20－LPG 蒸气输出阀；21－LPG 液体输出阀；22－充装口盖；23、25－手轮；24－充装阀门；26－针阀

由于天然气的自燃温度高出柴油一倍以上，不容易自燃，因此柴油一压缩天然气发动机，在每一个工作循环，均由喷油泵经喷油器向气缸内喷入少量柴油作为“引燃燃料”，待柴油着火燃烧后再将天然气点燃。

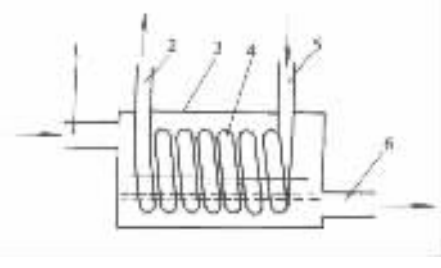


图 3－13－35　LPG 蒸发器结构示意图

1－冷却液进口；2－LPG 出口；3－蒸发器壳体；4－螺旋管；5－LPG 进口；6－冷却液出口

CNG 储存在车用气瓶 12（图 3－13－36）内，压力为 20MPa。打开供气阀 9，CNG 沿管道进入预热器 8，由发动机的循环冷却液对 CNG 加热。升温后的 CNG 进入高压减压器 7，将压力降至 0.95～1.10MPa。在高压减压器之后设有气体压力异常信号发生器 5 和安全阀 6。当高压减压器失灵并造成管道内气体压力过高时，信号发生器将发出信号报警，同时安全阀开启放出部分天然气，以避免由于气体压力过高而损坏系统内的其它元器件。如果因为密封失效天然气外泄而引起管道内气体压力过低时，信号发生器也将发出信号报警，这时驾驶员应关闭供气阀，停止向发动机供气，检查管路，排除故障。

CNG 流经电磁阀 4 并进入低压减压器 15，在其中经两级降压后压力降到 0.1～0.15NPa。

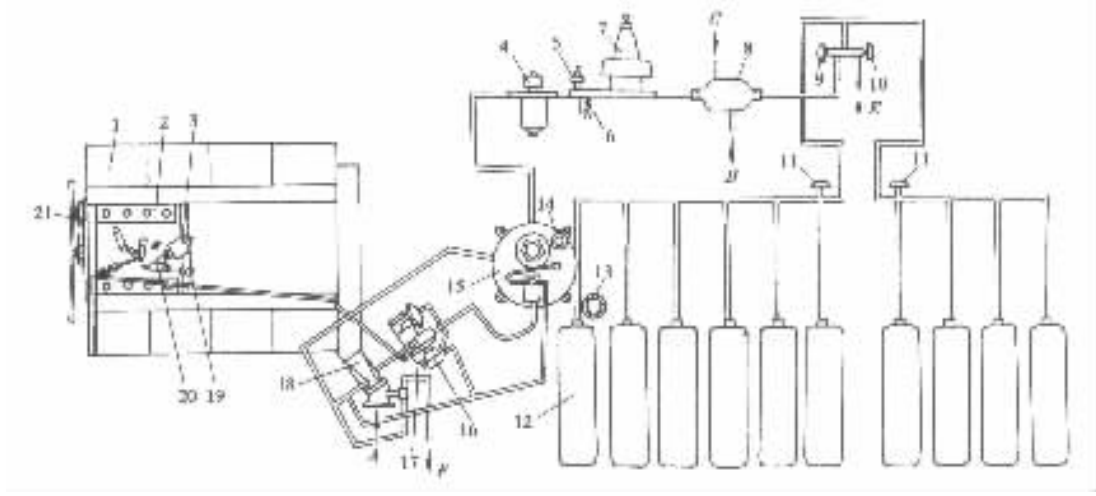


图 3－13－36 柴油－压缩天然气汽车燃料供给系统示意图(卡马兹)

1－柴油机；2－喷油泵；3－喷油泵供油量调节齿杆限位器；4－电磁阀；5－气体压力异常信号发生器；6－安全阀；7－高压减压器；8－预热器；9－供气阀；10－充气阀；11－总阀；12－车用气瓶；13－压力表；14－气体压力传感器；15－低压减压器；16－三通阀；17－计量器；18－混合器；19－联锁传感器；20－活动挡铁；21－曲轴转速传感器；A－来自空气滤清器；B－通向柴油机冷却系统；C－来自柴油机冷却系统；E－充气；F－通向堵塞显示器

随后天然气经计量器 17 进入混合器 18，并在其中与空气混合后进入气缸，在压缩行程结束之前被已经着火燃烧的柴油点燃。

当发动机按柴油－压缩天然气双燃料工作时，作为引燃燃料的柴油，其每循环供油量较少且不随发动机工况变化。为此特设置喷油泵供油量调节齿杆限位器 3(图 3－13－36)，用来限定喷油泵供油量调节齿杆的位置，其构造如图 3－13－37 所示。支架 2 固定在喷油泵盖上。当电磁铁 4 通电时，电磁铁推动拉杆 1，拉杆推动挡铁 7，使喷油泵供油量调节齿杆保持在作为引燃燃料的供油量位置不动。若电磁铁失灵，则联锁传感器 5 将自动切断电磁阀 4(图 3－13－36)的电源电路，使电磁阀关闭停止供气。

电磁阀 4(图 3－13－36)的上部是电磁阀体，下部是滤清器(图 3－13－38)。CNG 在 0.95～1.10MPa 的压力下首先经过滤清器滤除其中的机械杂质，然后进入电磁阀，并经过带橡胶衬垫的平面阀 9 通向低压减压器。

计量器是控制供给发动机天然气量的装置(图 3－13－39)，实际上就是一个节流阀，由驾驶员直接操纵。节流阀开大，供气量增多，发动机的功率增加。

通常计量器与限速器制成一体。限速器用来限制发动机的转速不使其超速。当发动机转速超过允许的转速时，混合器 18(图 3－13－－36)喉管处的真空度经三通阀 16 传入限速器膜片 2(图 3－13－39)的下方并吸引膜片向下弯曲。膜片带动膜片拉杆 9 向下移动。同时推动节流阀轴 7 朝关闭节流阀的方向转动。由于节流阀关小，供气量减少，从而限制了发动机转速的升高。当发动机恢复正常转速之后，三通阀使限速器膜片下方与大气相通，膜片恢复到原来的位置，限速器不起作用。

高压减压器的构造，如图 3－13－40 所示。进入高压减压器的天然气先经滤芯 1 滤除其中的杂质，然后进入高压腔 A，再经过减压阀 14 与减压器体 13 之间的缝隙及减压阀与减压阀座 10 之间的通道进入工作压力腔 B，最后经减压器出口恒压输出。在此过程中，天然气由于

在工作压力腔内膨胀而降压。

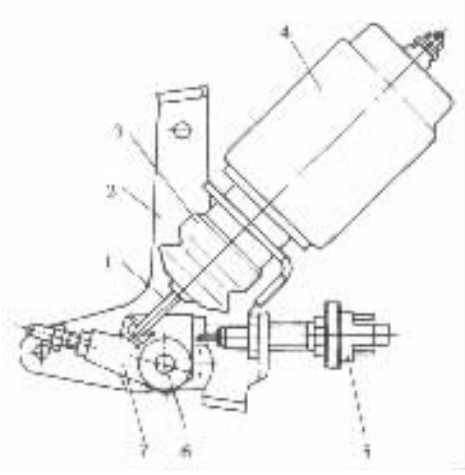


图 3－13－37　喷油泵供油量调节齿杆限位器

1－拉杆；2－支架；3－保护套；4－电磁铁；5－联锁传感器；6－挡铁轴；7－挡铁

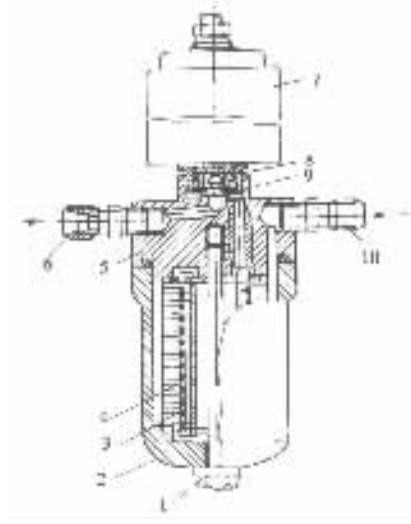


图 3－13－38　电磁阀

1－中心螺栓；2－滤清器外壳；3－金属滤网；4－毡质滤芯；5－滤清器盖；6－天然气出口管接头；7－电磁阀体；8－电磁铁；9－带橡胶衬垫的平面阀；10－天然气进口管接头

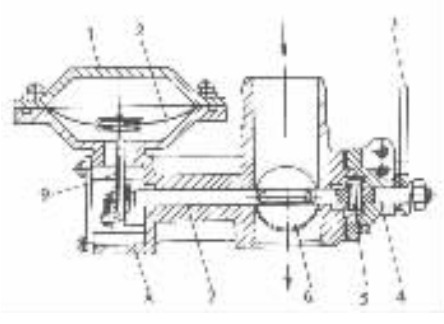


图 3－13－39　计量器

1－限速器盖；2－限速器膜片；3－节流阀操纵杆；4－节流阀传动轴；5－叉式联轴器；6－节流阀；7－节流阀轴；8－计量器壳体；9－膜片拉杆

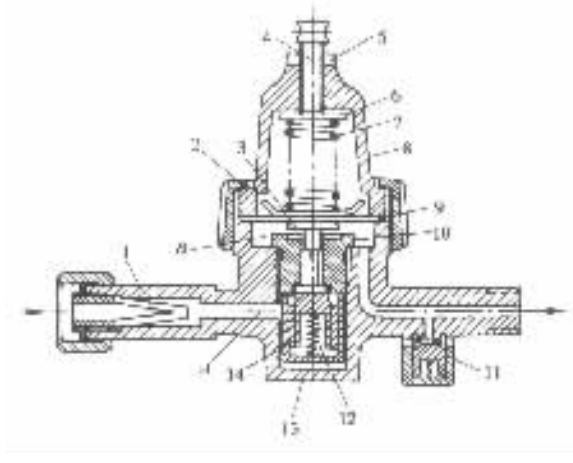


图 3－13－40　高压减压器

1－滤芯；2－弹簧下座；3－推杆；4－调整螺钉；5－锁紧螺母；6－弹簧上座；7－压力调节弹簧；8－减压器盖；9－膜片；10－减压阀座；11－安全阀；12－平衡弹簧；13－减压器体；14－减压阀

在减压器内，作用于膜片上方的压力调节弹簧 7 的弹簧力与作用在膜片下方的天然气压力和平衡弹簧 12 的弹簧力保持相对平衡。当天然气输出量增多时，B 腔压力下降，上述平衡被破坏。这时膜片 9 在压力调节弹簧 7 的作用下向下弯曲，带动推杆 3 下移，使减压阀 14 开大，进入 B 腔的天然气增多，B 腔的压力又可复原。如果天然气的输出量减少，则情形相反，B

腔的压力将会升高，使膜片向上弯曲并带动推杆上移，减压阀关小，进入 B 腔的天然气减少，B 腔内的压力又降回到原来的水平。这样，减压器出口的天然气压力可以保持恒定。

减压器出口压力可以根据需要进行调节。当旋入压力调整螺钉 4 时，减压器出口压力增高，反之亦然。

低压减压器的构造及作用原理与 CNG 供给系统中的二级减压器（图 3－13－32）基本相同，故不赘述。

实践证明，柴油－天然气双燃料发动机与柴油机相比有许多优点：排气烟色减轻，微粒排放量减少，噪声降低，机油使用期可延长一倍以上，活塞磨损小，在低转速时也可获得较大的转矩等。

第四篇
汽车传动系统设计

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

第一章　汽车传动系概论

第一节　传动系的功用

汽车传动系是位于汽车发动机与驱动车轮之间的动力传递装置。其功用为：

(1)保证汽车在各种行驶条件下所必需的牵引力与车速，使它们之间能协调变化并有足够的变化范围；

(2)使汽车具有良好的动力性和燃料经济性；

(3)保证汽车能倒车及左右驱动车轮能适应差速要求；

(4)使动力传递能根据需要而顺利接合与分离。

由于汽车在使用中的实际装载量、道路条件(坡度及路面状况)、交通情况等均可能有较大的变化，因此，汽车牵引力和车速的变化范围应能适应其各种使用工况的需要。牵引力的变化范围通常为 4～7 倍，有的重型车和特种车辆甚至数倍于这一范围；车速的变化范围由最低稳定车速至最高车速则更大。

汽车行驶时，驱动车轮的输出功率 P_w(kW)与发动机输出功率 P_e，车轮上的牵引力 F_t(N)及车速 v_s(km/h)存在如下关系(式 η_T 为传动系的传动效率)：

$$P_w = \eta_T P_e = \frac{F_t v_a}{3600} \tag{4-1-1}$$

因要求 P_w 恒定，即 $F_t v_a$ 为常数，故作用在驱动车轮上的牵引力 F_t 或转矩 T_w 与车速 v_a 之间的理想关系曲线为等轴双曲线。但一般汽车以往复式内燃机作动力，其转矩 T_e 与转速 n_e(或换算成车速)间的关系曲线不是等轴双曲线，因此，不能适应汽车行驶的要求。发动机的转矩－转速特性经传动系的变速器转变后，就可在驱动车轮上得到近理想的转矩(或换算成牵引力)－车速特性，且变速器的档位越多，则越接近(见图 4－1－1)。无级变速(液力－机械式无级变速、皮带或金属带式摩擦无级变速和链条式无级变速等)可看成有无限多个传动比连续变化的档位，因此，其 $F_t - v_a$。特性曲线就是等轴双曲线。这种理想特性不仅动力性最佳，而且 F_t 与 v_a 的协调变化也是自动无级式的，也就不存在有级变速在换档时的功率损失(见图 4－1－1 中的阴影线部分)。对有级变速而言，为了减小这一损失，可将换档时的功率损失(例如图 4－1－1 中的阴影面积)作为目标函数并使其最小，对发动机及传动系参数进行优化匹配，以选择变速器的最佳传动比。另一方面，由式(4－1－1)亦可看出 如果 η_T 是常数(例如机械传动系的 η_T，一般为 0.85～0.95)，则理想发动机的功率在其各种转速时均应保持恒定。各类传动系的传动效率特性曲线如图 4－1－2 所示。

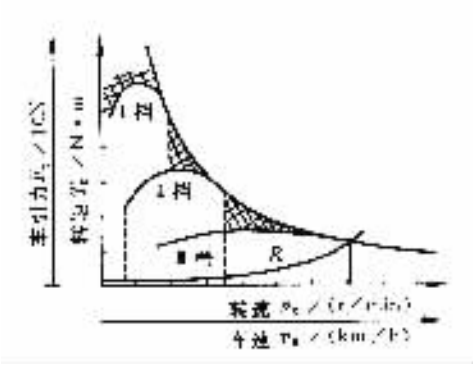


图 4－1－1 汽车的理想牵引特性与实际牵引特性(当变速器有三个前进档时)

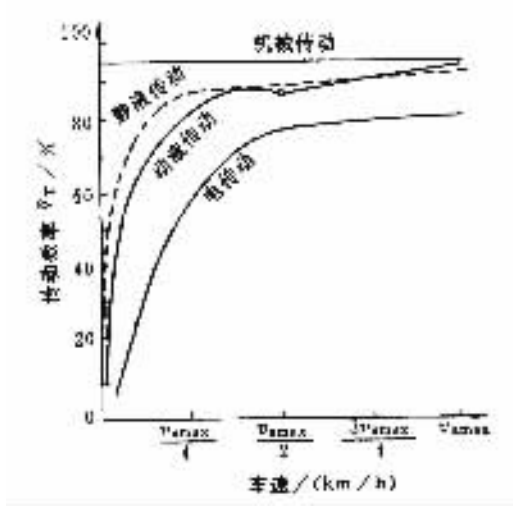


图 4－1－2 各类传动系的传动效率特性曲线

汽车的燃料经济性,不仅与传动系的传动效率 η_T 有关,而且与发动机本身的工作效率 η_e。密切相关。发动机的工作效率 η_e 由于涉及到能量转换,其值较低,常用的柴油机的 η_e 仅为 33%左右,且随发动机工况的改变而有较大的变化,尤其是在部分负荷时更低。有效燃料消耗率(比耗油量) g_e 通常是表征往复活塞式内燃机的经济性或效率的参量,在最低有效燃料消耗率 $g_{e\,min}$工况下工作当然是理想的,但实际上发动机的燃料消耗率特性满足不了这一要求,因为 $g_{e\,min}$在发动机有效燃料消耗率特性图或万有特性图上仅为一个点,g_e 在不同工况时变化较大。加之往复活塞式发动机在低转速时转矩小、速度变化范围窄等缺点,所以必须与一合适的传动系相匹配后才能使发动机在其最低有效燃料消耗率工况附近的区段上工作,以获得良好的燃料经济性,使汽车具有足够的牵引力、加速性能和车速变化范围,满足汽车在各种使用条件下的需要。

不同的发动机特性对与其匹配的传动系的要求也不同,而同一发动机也可有不同类型的传动系与之相匹配。因为汽车的动力－传动系的总效率为 $\eta_a = \eta_e \eta_T$,而发动机的工作效率 η_e 或在汽车上的工作经济性又受与之匹配的传动系的特性很大的影响,因此,不能简单地从机械式传动系的传动效率比其他类型传动系的传动效率高就得出与之匹配会更合理的结论。必须研究它与发动机匹配后的总效率 η_a。例如液力－机械式传动系可以通过合理选择变矩器的有效直径 D 及透过性 T 而使汽车控制在较窄的发动机低燃料消耗率区段工作,它就可以发挥发动机的潜力来弥补本身效率较低的不足。这就是当前世界上许多液力－机械式传动的汽车的燃料经济性已达到与机械传动车辆大致相同的原因。

第二节 传动系的类型

汽车传动系分为机械传动、液力－机械传动、液力传动和电传动等类型。

一、机械传动系

为完成前节所述的对传动系的功用要求,机械传动系由离合器、变速器、传动轴及驱动桥

(轴)等组成。

离合器位于发动机之后、传动系的始端,用来接合和分离发动机与传动系,以保证汽车起步时将发动机与传动系平顺接合,使汽车平稳起步;当变速器换档时能迅速、彻底地将发动机与传动系分离,以减少有级变速器的齿轮冲击及便于换档。离合器也能缓和传动系峰值载荷的冲击、吸收扭转振动或避免扭振的产生。

变速器位于离合器之后,是传动系的变矩机构,分为有级、无级和综合式三种。机械式无级变速器多为摩擦传动,例如用在某些微型汽车上的皮带或金属链条带式无级变速器。其速比变化是无级的,符合理想牵引特性要求,但摩擦传动不宜传递较大功率。大多数汽车的机械传动都是采用齿轮式有级变速器,小型车用 3 ~ 5 个、中型车用 5 ~ 6 个前进档,重型车加装副变速器后可有 10 ~ 20 个档位。为了倒车都有倒档;为了发动机在无负荷下起动及汽车的惯性滑行都设有空档。考虑到汽车在平坦硬路面上行驶时的燃料经济性,变速器的最高档位多为直接档或超速档,这时,汽车的动力性及燃料经济性由驱动桥主减速比决定。变速器低档(一档或爬行档)的传动比及主减速比则决定了汽车的最大爬坡度。选择主减速比、变速器的档位数和各档传动比时,应满足与发动机参数的合理匹配,采用最优化设计可达到这一目的,得到动力性、经济性与发动机磨损寿命等的最佳综合效果。变速器各档传动比之间,理论上按等比级数排列,但常因性能、参数匹配及使用等要求以及齿轮设计上的限制而稍加修改。

变速器与驱动桥之间多由万向传动轴相连。为适应汽车行驶中驱动桥与变速器之间的相对位移,万向传动轴除由轴管及万向节组成外,尚有可伸缩的花键轴。

驱动桥位于传动系的末端,其功用除增大由传动轴传递过来的转矩、减小转速并将转矩传给驱动车轮外,还使左右驱动车轮有差速的功能。桥壳还要承受和传递力及力矩等。

二、液力传动与液力 – 机械传动系

液力传动又分为动液传动与静液传动两类,前者是以液体的动能变化来传递或变换能量;后者是以液体的压能变化来传递或变换能量。

液力变矩器和液力偶合器是动液传动的基本装置。液力变矩器能使传动系获得无级变速和具有增大及变换转矩的能力;其良好的自动适应性使操纵大为方便,而且使车辆在坏路面上的通过性得到改善;与发动机合理匹配后能充分发挥发动机的性能并有利于减少排气污染;它又使发动机与驱动车轮之间免除了刚性连接,可避免传动系的扭转振动和冲击,从而有效地提高了发动机与传动系机件的寿命,同时改善了乘坐舒适性。特别是当它与行星齿轮式自动变速器组合成液力 – 机械传动后,其功能又得到进一步扩展。液力 – 机械传动不仅使汽车大大地减少了换档次数,简化了操纵(免除了离合器踏板)与提高了动力性,且因发动机处于最佳工况加之变矩器可适时闭锁,使油耗有所降低并向机械传动汽车的油耗水平靠拢,而其成本和质量比机械传动增加得又不多(约 15%),因而液力 – 机械传动在国外的汽车上得到了相当广泛的应用。特别是在美国,大多数轿车都采用了这种自动无级变速装置。城市大客车因需要经常停车、起步、加速、减速,换档非常频繁,采用液力 – 机械传动这种自动无级变速装置便可简化并方便操纵,大大地减轻司机的驾驶疲劳并提高汽车的机动性和安全性,汽车的动力性、经济性也会得到改善。越野汽车为了能获得稳定的牵引力而不致破坏松软地面的表层,以便具有良好的通过性,以及提高其机动性和平均车速以适应复杂环境的需要,采用液力 – 机械传动的也在增多。重型矿用自卸汽车行驶路段复杂,要求传动系既能传递大转矩,又要容易换档变速,因此采用自动或半自动变速的液力 – 机械传动的较多。为提高行驶性能、简化和方便操纵

以减轻司机疲劳，重型载货汽车采用液力－机械传动也是一种发展趋势。为解决性能与造价之间的矛盾，由液力变矩器和辅助机械变速器组成的半自动液力－机械传动也是一种值得重视的发展方向。

液力传动的另一个分支是静液传动，其主要元件是油泵及液压马达。油泵受发动机驱动使工作油升压，压力油经管路至各种控制元件及液压马达，后者再将工作油压转变为转矩驱动汽车的驱动桥（图4－1－3）或直接驱动车轮（图4－1－4）。其优点是：汽车在前进和倒车行驶工况内均可平稳地进行自动无级变速并具有非常接近理想的牵引力－车速特性；传动系零部件也大为减少，使布置方便并可提高离地间隙和通过性；发动机可自动调节以保持在最佳工况；液压系统亦可用于动力制动使制动操作轻便。其缺点是效率较低，造价较高，液压元件有待适应汽车上的高负荷、高转速且变化频繁、振动大等不利的工作条件，因而其可靠性及耐久性尚待进一步提高。

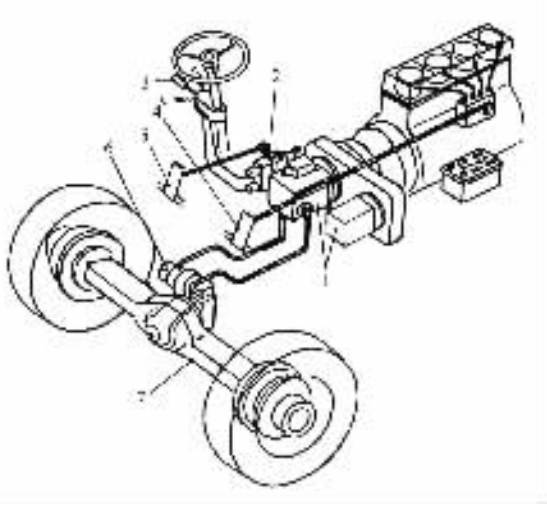


图4－1－3 具有液压驱动桥的静液压传动系

1－油泵；2－液压自动操纵装置；
3－操纵杆；4－油门踏板；5－制动踏板；
6－液压马达；7－液压驱动桥

三、电传动系

用在重型货车和矿用自卸汽车上的电传动系，其动力源多为高速或中速柴油机，其传动系则取消了机械传动中的传统机构，代之以电流输至驱动车轮的电动机，后者又称为电动轮，用以驱动车轮。

电传动方式在发展过程中有以下型式：直流发电机－直流（电动机）驱动、交流发电机－直流驱动、交流发电机－交流驱动、交流发电机－直流变频－交流驱动等。尤其是后者，把可控硅整流得到的直流电经逆变装置变为频率可变的交流电，使轮边的交流电动机在变频交流电驱动下的转速可调。其结构简单、尺寸及质量小，成本低，可制成大功率的电传动系。

电传动系汽车可按其行驶功率要求，以最经济的车速运行，得到恒定功率特性；起动及变速平稳且为无级变速；可将电动机改为发电机用作制动以提高行驶安全性；大型电传动的效率较高，在汽车上的布置也方便、灵活等。这些优点使汽车的运输效率、运输成本及完好率等技术经济指标都得以改善，且汽车的总质量和装载量愈大，采用它愈有利。

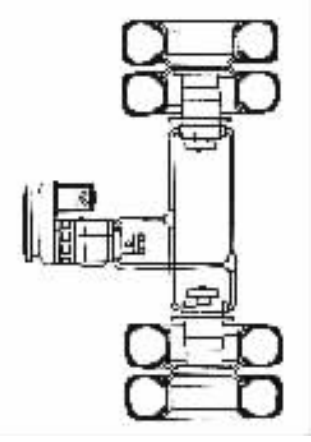


图4－1－4 由液压车轮马达直接驱动车轮

另一种以化学蓄电池、机械式（飞轮储能）蓄电池或将它们相组合或与内燃机组合等为能源的电动汽车也往往采用电传动系。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

第三节　传动系的结构布置

传动系的结构布置型式取决于汽车的类型、使用条件及要求、总体结构及与其他总成的匹配、发动机与传动系的结构型式以及生产条件等。

前置(发动机)后(轮)驱动(FR)是传统的布置型式,应用最普遍,为载货汽车、自卸汽车、牵引汽车以及部分客车和一些中高级以上的轿车所采用。

前置前驱动(FF)使传动系布置紧凑,省去传动轴使车厢地板低而平坦,非簧载质量(或非悬挂质量)的相对减小则提高了汽车的行驶平顺性,因此为大多数轿车所采用,也易于变型为客货两用汽车和救护车。前置前驱动的动力机一直传动系布置方式既有纵置与横置之分;又有串联布置与并联布置之别,即共有四种组合。所谓串联布置是指发动机、离合器与变速器串联连接,而主减速器则在它们的下面;并联布置则指变速器与主减速器均布置在发动机、离合器之下,这时,动力要经过齿轮传动输送至变速器第一轴。横置时主减速齿轮可采用圆柱齿轮,但横置且串联时则布置较困难,且使左右摆动半轴长度不等。图 4－1－5 给出了前置前驱动汽车传动系的四种布置方式。

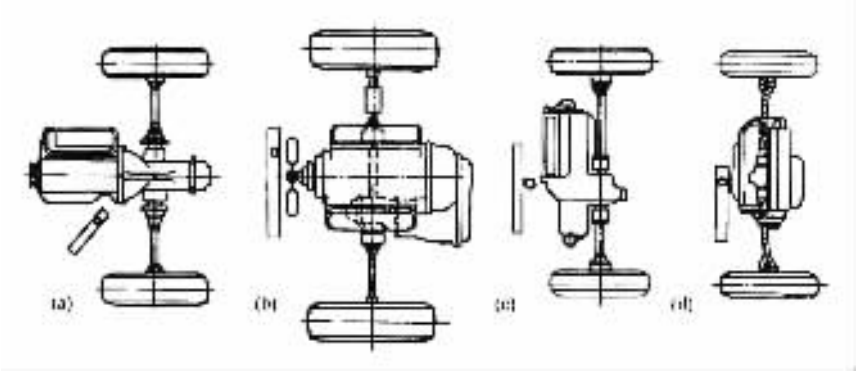


图 4－1－5　前置前驱动汽车传动系的布置方式
(a)纵置串联式;(b)纵置并联式;(c)横置串联式;(d)横置并联式

后置后驱动(RR)常用于大客车的布置以减轻前轴负荷,减少发动机对车厢的侵扰及增加车厢有效面积。后置引起的操纵方面的困难,如果采用液力机—直机械传动或电传动则会得到解决。

中置后驱动有时用于大客车的布置,以得到最高的有效面积利用率且车厢及座位的布置均不受发动机的限制。

全轮驱动可使整个车重都成为附着重量加以利用,以提高汽车的牵引力和通过性。这种驱动型式不仅为越野汽车所采用,而且在轿车上亦作为一种变型而得到一定程度的推广。这时在变速器后要有机构将动力分配给各驱动桥,越野汽车的这一机构称为分动器。对于三桥和四桥驱动的越野汽车,采用贯通式驱动桥代替非贯通式方案,可简化结构布置,减少零件数,提高零部件的通用性(图 4－1－6)。四桥驱动的越野汽车也可采用侧边式及混合式的布置(见图 4－1－7(a)、(b))。在上述布置型式中均有双动力装置的布置方案。

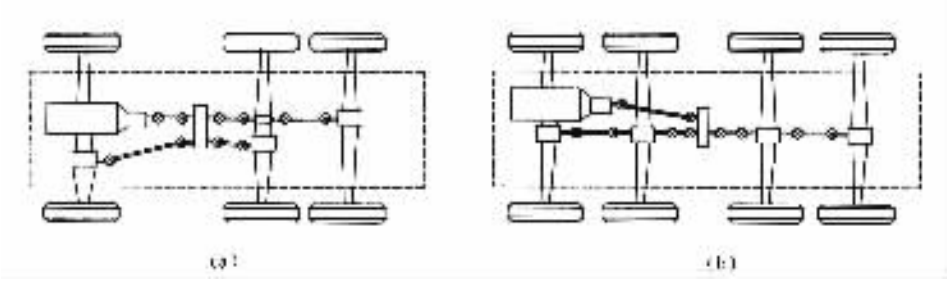


图 4－1－6 多桥驱动汽车的非贯通式布置与贯通式布置

(a)6×6 汽车非贯通式驱动桥的布置；(b)8×8 汽车贯通式驱动桥的布置

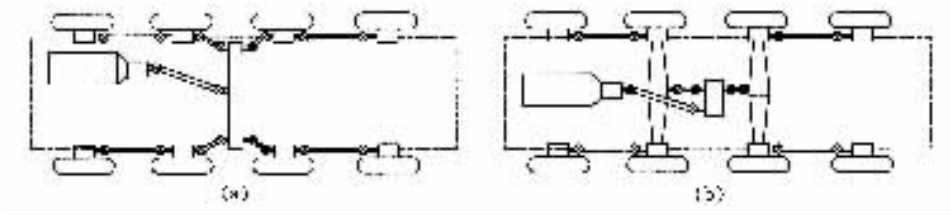


图 4－1－7 8×8 越野汽车的侧边式布置与混合式布置

(a)侧边式布置；(b)混合式布置

第四节 机械传动系的工作特点及设计要求

传动系是一个多质量的弹性扭转振动系统，其负荷随汽车使用工况的不同而异。汽车行驶时来自发动机和路面的干扰力以及传动系构件转速变化产生的惯性力矩，都能引起传动系的载荷变化甚至扭振。传动轴等动平衡不好会引起弯振。汽车在起步、换档、制动等非稳定工况下，传动系受非周期的冲击性干扰力而受激振动，产生很大的动载荷。即使在稳定工况下，传动系也会在来自发动机、传动系本身等周期性干扰力的作用下发生强迫振动。为避免引起共振，应使传动系的固有频率避开汽车经常工作的转速范围，至少应采取措施减小共振振幅，降低共振载荷。为此，可在离合器从动盘上装扭转减振器，其弹性元件可降低传动系的扭转刚度，从而降低固有频率，使共振转速移出发动机常用转速范围；其阻尼元件消耗振动能量、降低共振载荷以及非共振下的载荷变化幅度。有的车在变速器与主减速器之间安装橡胶式或惯性摩擦式扭转减振器，也会收到减振效果。

为使传动系符合整车使用寿命要求，可按其最大负荷验算零件强度；按实测载荷谱进行疲劳设计和程控模拟随机加载的台架试验，并在整车的可靠性道路试验和使用试验中考核其可靠性、耐久性、使用与维修的方便性及各项性能。

汽车噪声也是一种城市污染源，降噪程度已成为评价汽车质量的重要标准之一。传动系的降噪除应避免共振、减少振动外，在设计上对变速器采用高齿斜齿轮以提高其重合度，采用修形齿以消除或减小啮合冲击；齿长采用鼓形齿以消除对安装误差及载荷下变形的敏感性；正确选择主减速器螺旋锥齿轮与双曲面齿轮的设计参数，精确加工并仔细配对研磨和装配调整，保证轴承座的加工精度、支承刚度及对圆锥滚子轴承的正确预紧，使齿轮正确啮合；采用同步

此为试读，需要完整PDF请访问：www.ertongbook.com 免费下载

器及扭转减振器，避免传动轴过长和减小夹角；做好有关件的动平衡；加强对噪声的隔离及减小传导以至采用现代对噪声的主动控制方法，都是降低传动系噪声的有效措施。

对传动系有关零部件和总成，应严格按规定进行润滑。

传动系各总成及主要零部件多按最大传递转矩或承载能力构成系列，实行专业化生产，供各种车型选用。

第二章 离合器设计

第一节 离合器概述

一、离合器的功用及摩擦离合器的工作原理

(一)离合器的功用

离合器是汽车传动系统中直接与发动机相联系的部件。其功用如下：

1. 保证汽车平稳起步

在汽车起步前，先要起动发动机。这时应使变速器处于空档位置，将发动机与驱动车轮之间的联系断开，以卸除发动机负荷。待发动机已起动并开始正常的怠速运转后，方可将变速器挂上一定档位，使汽车起步。汽车起步时，汽车是从完全静止的状态逐步加速的。如果传动系统(它联系着整个汽车)与发动机刚性地联系，则变速器一挂上档，汽车将突然向前冲动一下，而使发动机熄火。这是因为汽车从静止到前冲时，产生很大的惯性力，对发动机造成很大的阻力矩。在这个惯性阻力矩的作用下，发动机在瞬间转速急剧下降到最低稳定转速(一般为300～500r/min)以下，发动机即熄火而不能工作，当然汽车也就不能起步。在传动系统中装设了离合器后，在发动机起动后，汽车起步之前，驾驶员先踩下离合器踏板，将离合器分离，使发动机与传动系统脱开，再将变速器挂上档，然后逐渐松开离合器踏板，使离合器逐渐接合。在离合器逐渐接合的过程中，发动机所受阻力矩也逐渐增加，故应同时逐渐踩下加速踏板，即逐步增加对发动机的燃油供给量，使发动机的转速始终保持在最低稳定转速以上，不致熄火。由于离合器的接合紧密程度逐渐增大，发动机经传动系传给驱动车轮的转矩便逐渐地增加。到牵引力足以克服起步阻力时，汽车即从静止开始运动并逐步加速。因此保证了汽车能平稳起步。

2. 保证传动系统换档时工作平顺

在汽车行驶过程中，为了适应不断变化的行驶条件，传动系统经常要换用不同档位工作。实现齿轮式变速器的换档，一般是拨动齿轮或其他挂档机构，使原用档位的某一齿轮副退出传动，再使另一档位的齿轮副进入工作。在换档前也必须踩下离合器踏板，中断动力传递，便于使原用档位的啮合副脱开，同时有可能使新档位啮合副的啮合部位的速度逐渐趋向相等(同步)，这样，进入啮合时的冲击可以大为减轻。

3. 防止传动系统过载

当汽车进行紧急制动时，若没有离合器，则发动机将因和传动系统刚性相连而急剧降低转速，因而其中所有运动件将产生很大的惯性力矩(数值可能大大超过发动机正常工作时所发出的最大转矩)，对传动系统造成超过其承载能力的载荷，而使其机件损坏。有了离合器，便可依靠离合器主动部分和从动部分之间可能产生的相对运动以消除这一危险。因此，离合器的这一功用是限制传动系统所承受的最大转矩，防止传动系统过载。

由上述可知，欲使离合器起到以上几个作用，离合器应该是这样一个传动机构：其主动部

版权所有 www.qiche.com 免费下载

分和从动部分可以暂时分离，又可以逐渐接合，并且在传动过程中还要有可能相对转动。所以，离合器的主动件与从动件之间不可采用刚性联系，而是借二者接触面之间的摩擦作用来传递转矩（摩擦离合器），或是利用液体作为传动的介质（液力耦合器），或是利用磁力传动（电磁离合器）。在摩擦离合器中，为产生摩擦所需的压紧力，可以是弹簧力、液压作用力或电磁吸力。但目前汽车上采用比较广泛的是用弹簧压紧的摩擦离合器（通常简称为摩擦离合器）。

（二）摩擦离合器的工作原理

图 4－2－1 所示为摩擦离合器的工作原理和构造示意图。

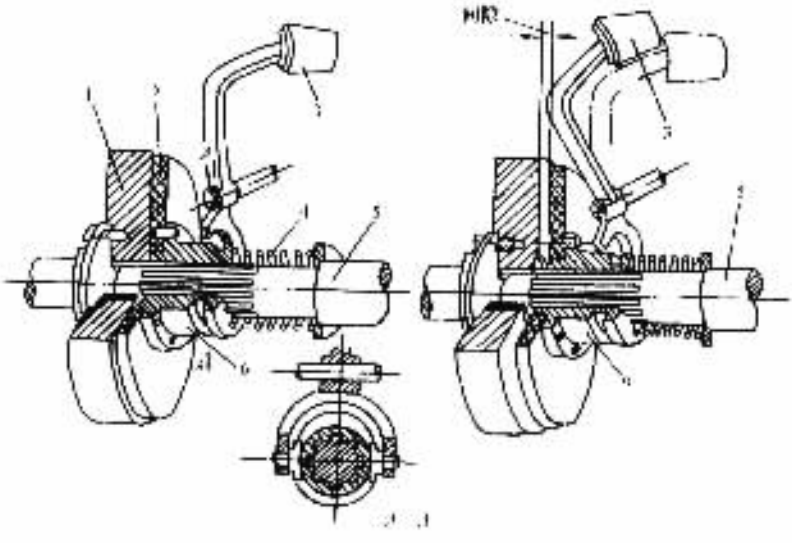


图 4－2－1　摩擦离合器的工作原理和构造示意图

1－飞轮；2－从动盘；3－踏板；4－压紧弹簧；5－从动轴；6－从动盘毂

发动机飞轮 1 是离合器的主动件。带有摩擦片的从动盘 2 和从动盘毂 6 借滑动花键与从动轴 5（即变速器的主动轴）相连。压紧弹簧 4 将从动盘压紧在飞轮端面上。发动机转矩即靠飞轮与从动盘接触面之间的摩擦作用而传到从动盘上，再由此经过从动轴和传动系统中一系列部件传给驱动车轮。弹簧 4 的压紧力愈大，则离合器所能传递的转矩也愈大。

由于汽车在行驶过程中，需经常保持动力传递，而中断传动只是暂时的需要，故汽车离合器的主动部分和从动部分应经常处于接合状态。摩擦副采用弹簧压紧装置即是为了适应这一要求。欲使离合器分离时，只要踩下离合器操纵机构中的踏板 3，套在从动盘毂 6 的环槽中的拨叉便推动从动盘克服压紧弹簧的压力向右移动，而与飞轮分离，摩擦力消失，从而中断了动力传递。

当需要重新恢复动力传递时，为使汽车速度和发动机转速变化比较平稳，应该适当控制离合器踏板回升的速度，使从动盘在压紧弹簧 4 压力作用下，向左移动与飞轮恢复接触。二者接触面间的压力逐渐增加，相应的摩擦力矩也逐渐增加。当飞轮和从动盘接合还不紧密，二者之间摩擦力矩比较小时，二者可以不同步旋转，即离合器处于打滑状态。随着飞轮和从动盘接合紧密程度的逐步增大，二者转速也渐趋相等。直到离合器完全接合而停止打滑时，汽车速度方能与发动机转速成正比。

摩擦离合器所能传递的最大转矩取决于摩擦面间的最大静摩擦力矩，而后者又由摩擦面

间最大压紧力和摩擦面尺寸及性质决定。故对于一定结构的离合器来说,静摩擦力矩是一个定值。输入转矩一达到此值,则离合器将打滑,因而限制了传动系统所受转矩,防止超载。

由上述工作原理可以看出,摩擦离合器基本上由主动部分、从动部分、压紧机构和操纵机构四部分组成。主、从动部分和压紧机构是保证离合器处于接合状态并能传递动力的基本结构。而离合器的操纵机构主要是使离合器分离的装置。

(三)对摩擦离合器的基本性能要求

离合器的具体结构,首先,应在保证传递发动机最大转矩的前提下,满足两个基本性能要求:①分离彻底;②接合柔和。

其次,离合器从动部分的转动惯量要尽可能小。前已提及,离合器的作用之一是当变速器换档时,中断动力传递,以减轻轮齿间冲击。如果与变速器主动轴相连的离合器从动部分的转动惯量大,当换档时,虽然由于分离了离合器,使发动机与变速器之间联系脱开,但离合器从动部分较大的惯性力矩仍然输入给变速器,其效果相当于分离不彻底,就不能很好地起到减轻轮齿间冲击的作用。

此外,还要求离合器散热良好。因为在汽车行驶过程中,驾驶员操纵离合器的次数是很多的,这就使离合器中由于摩擦面间频繁地相对滑磨而产生大量的热。离合器接合愈柔和,产生热量愈大。这些热量如不及时地散出,对离合器的工作将产生严重影响。

(四)摩擦离合器的类型

摩擦离合器,随着所用摩擦面的数目(从动盘的数目)、压紧弹簧的形式及安装位置,以及操纵机构形式的不同,其总体构造也有差异。

摩擦离合器所能传递的最大转矩的数值取决于摩擦面间的压紧力和摩擦系数,以及摩擦面的数目和尺寸。

1. 摩擦离合器按从动盘的数目分:单盘离合器和双盘离合器。

单盘离合器　具有一个从动盘,其前后两面都装有摩擦衬片,因而它有两个摩擦表面。对于轿车和轻型货车而言,因发动机最大转矩数值一般不太大,可足以满足传递最大转矩的要求。

双盘离合器　对中、重型汽车而言,要求离合器所传递的最大转矩更大。这样,势必要采取一些措施来提高所传递最大转矩的能力。若欲增大离合器所能传递的最大转矩,可选用摩擦系数较大的摩擦衬片材料,或适当加强压紧弹簧的压紧力,或加大摩擦面的尺寸。但是,采用这几种结构措施,可能仍满足不了要求。因为摩擦系数的提高受到摩擦衬片材料的限制;摩擦面尺寸的增加又为发动机飞轮(离合器主动件之一)尺寸所限制;过分加大弹簧的压紧力,在采用螺旋弹簧的条件下,又将使操纵费力。在这种情况下,最有效的措施是增加摩擦面的数目,如增加一个从动盘,即采用具有两个从动盘的离合器,可使离合器所能传递的最大转矩增大一倍。

2. 摩擦离合器按压紧弹簧的结构形式分:螺旋弹簧离合器和膜片弹簧离合器。

螺旋弹簧离合器按弹簧在压盘上的布置又分为,周布弹簧离合器和中央弹簧离合器。

采用若干个螺旋弹簧作为压紧弹簧,并沿压盘(或从动盘)圆周分布的离合器称为周布弹簧离合器。仅具有一个或两个较强力的螺旋弹簧(圆柱形螺旋弹簧或矩形断面的锥形螺旋弹簧),并与压盘(或从动盘)饲心安置在离合器中央的,称为中央弹簧离合器。

采用膜片弹簧作为压紧弹簧的称为膜片弹簧离合器。

机械学习网 www.jixie365.com 免费下载

二、膜片弹簧离合器

(一)膜片弹簧离合器的构造和工作原理

膜片弹簧离合器所用的压紧弹簧是一个用薄弹簧钢板制成的带有一定锥度,中心部分开有许多均布径向槽的圆锥形弹簧片。膜片弹簧是碟形弹簧的一种,它可以看成由碟簧部分 A 和分离指部分 B 所组成(图 4-2-2b)。

图 4-2-2a)所示为某微型汽车的膜片弹簧离合器。在膜片弹簧 8 上,靠中心部分开有 18 个径向切口,形成 18 个分离指,起弹性杠杆作用。膜片弹簧两侧有钢丝支承圈 15,借 6 个铆钉 9 将其安装在离合器盖 14 上。在离合器盖未固定到飞轮 2 上时,膜片弹簧不受力,处于自由状态,如图 4-2-3a)所示。此时离合器盖 14 与飞轮 2 安装面有一距离 l。当将离合器盖用螺钉固定到飞轮上时(图 4-2-3b),由于离合器盖靠向飞轮,钢丝支承圈 15 压膜片弹簧 8 使之发生弹性变形(锥角变小)。同时,在膜片弹簧外端对压盘 4 产生压紧力而使离合器处于接合状态。当分离离合器时,分离轴承 13 左移(图 4-2-3c),膜片弹簧被压在钢丝支承圈上,其径向截面以支承圈为支点转动(膜片弹簧呈反锥形),于是膜片弹簧外端右移,并通过分离弹簧钩 7 拉动压盘使离合器分离。

(二)膜片弹簧离合器的优缺点

目前世界各国生产的汽车,特别是轿车已全部采用了膜片弹簧离合器,因为它具有如下优点:

1. 膜片弹簧离合器转矩容量大且较稳定

图 4-2-4 所示为摩擦离合器中的两种压紧弹簧(膜片弹簧与螺旋弹簧)的弹性特性。在离合器盖总成中的螺旋弹簧处于预压紧状态,其弹性特性曲线如图中曲线 1 所示。膜片弹簧的弹性特性曲线如图中曲线 2 所示。假如所设计的两种离合器的压紧力均相同,即压紧力均为 P_b,轴向压缩变形量为 λ_b。当摩擦片磨损量达到容许的极限值 $\Delta\lambda'$ 时,弹簧压缩变形量减小到 λ_a。此时螺旋弹簧压紧力便降低到 P'_a。$P'_a < P_b$,两值相差较大,将使离合器中压紧力不足而产生滑磨,而膜片弹簧压紧力则只降低到与 P_b 相差无几的 P_a,使离合器仍能可靠地工作,不至于产生滑磨。可见,膜片弹簧离合器比螺旋弹簧离合器转矩容量大,一般大 15% 左右。

2. 操纵轻便

当分离离合器时,分离轴承将压紧弹簧进一步压缩,由图 4-2-4 看出,如两种弹簧的压缩量均为 $\Delta\lambda''$ 时,其膜片弹簧所需的作用力为 P_c 比螺旋弹簧所需的作用力 P'_c 减少约 25% ~ 30%。此外,在膜片弹簧离合器中由于采用了传动片或分离弹簧钩的装置,它们产生的弹性恢复力与离合器压盘的分离力方向一致,而且在膜片弹簧离合器中,还因无分离杠杆装置,减少了这部分杆件的摩擦损失。因此膜片弹簧离合器的操纵轻便。

3. 结构简单且较紧凑

膜片弹簧的碟簧部分起压紧弹簧作用,而分离指则起分离杠杆作用,这样,膜片弹簧不仅取代了周布螺旋弹簧离合器中的多个螺旋弹簧,而且也省去了多组分离杠杆装置,零件数目减少,质量也减轻。

在满足相同压紧力的情况下,膜片弹簧的轴向尺寸较螺旋弹簧小,在有限的空间内便于布置,使离合器的结构更为紧凑。

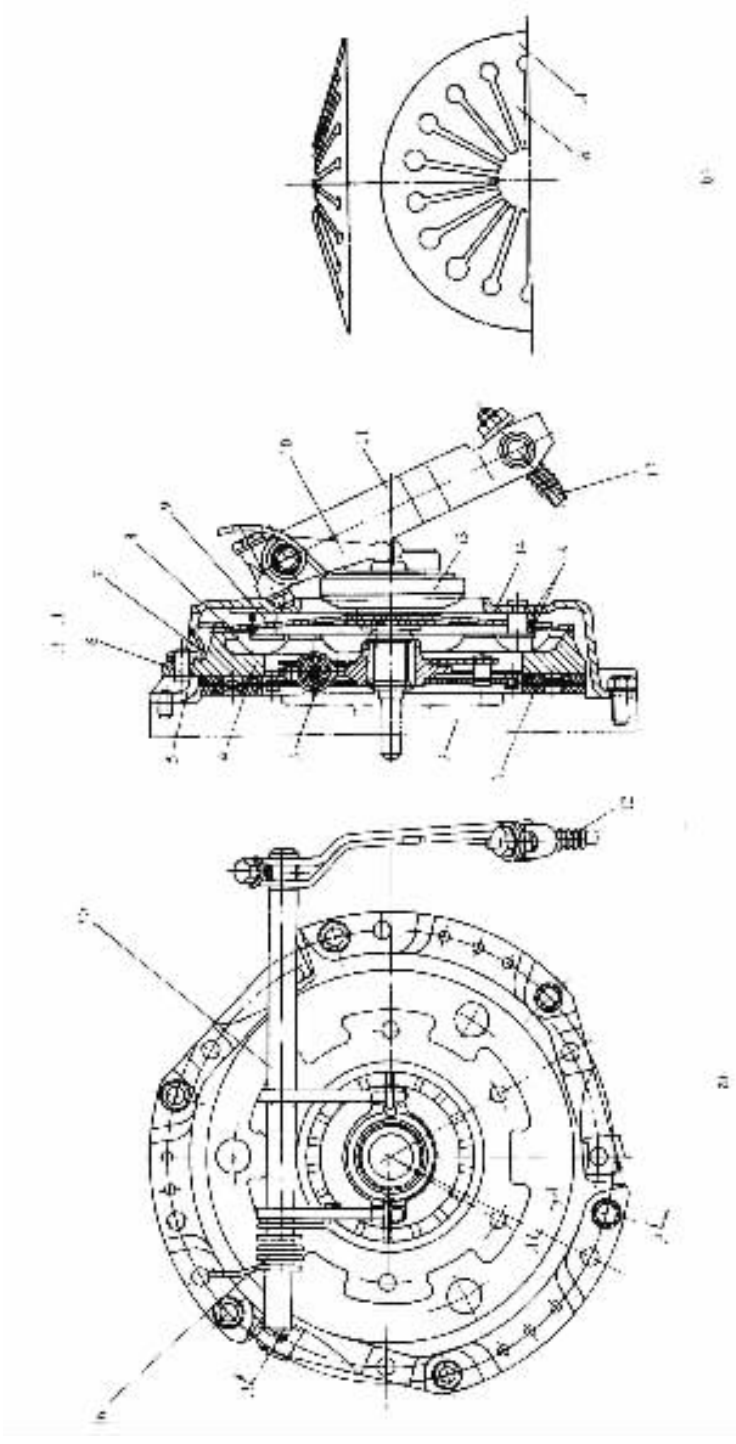


图 4－2－2 汽车膜片簧离合器

a)膜片弹簧离合器；b)膜片弹簧

1－从动盘；2－飞轮；3－扭转减振器；4－压盘；5－压盘传动片；6－传动片固定铆钉；7－分离弹簧钩；8－膜片弹簧；9－膜片弹簧固定铆钉；10－分离叉；11－分离叉臂；12－操纵索组件；13－分离轴承；14－离合器盖；15－膜片弹簧支承圈；16－分离叉复位弹簧

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

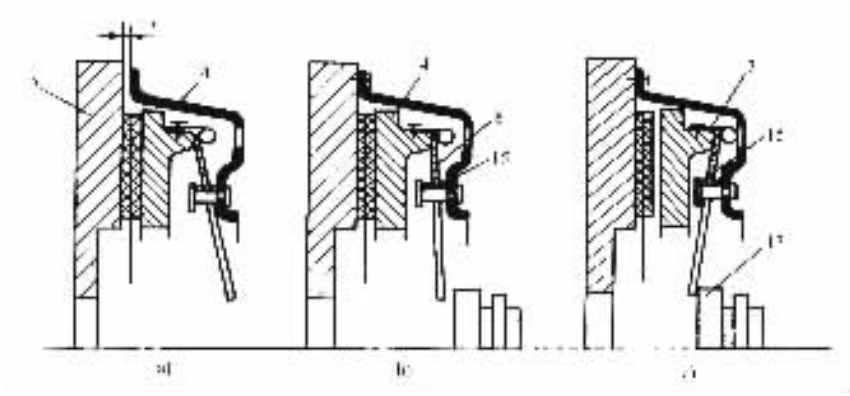


图 4－2－3　膜片弹簧离合器工作原理示意图

图注同图 4－2－2

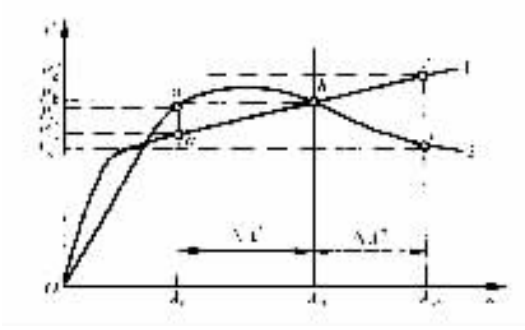


图 4－2－4　离合器两种压紧弹簧的弹性特性

4. 高速时平衡性好

膜片弹簧是圆形旋转对称零件，平衡性好，在高速时，其压紧力降低很少，而周置的螺旋弹簧在高速下，因受离心力作用会产生横向挠曲，弹簧严重鼓出，从而降低了对压盘的压紧力。

5. 散热通风性能好

在离合器轴向尺寸相同的情况下，膜片弹簧离合器可以采用较厚的压盘，以保证有足够的热容量，同时也便于在压盘上设散热筋。此外，在膜片离合器盖上可开有较大的通风口，而且零件数目少，更有利于实现良好的散热通风。

6. 摩擦片的使用寿命长

由于膜片弹簧以整个圆周与压盘接触，使摩擦片上的压力分布均匀，接触良好，磨损均匀，再加上膜片弹簧离合器的散热性能好，从而提高了摩擦片的使用寿命。

膜片弹簧离合器的缺点是，膜片在制造上有一定难度，因为它对弹簧钢片的尺寸精度、加工和热处理条件等要求都比较严格。在结构上分离指部分的刚度较低，使分离效率降低；而且分离指根部易形成应力集中，使碟簧部分的应力增大，容易产生疲劳裂纹而损坏；分离指舌尖部易磨损，而且难以修复。

由于膜片弹簧离合器具有上述独特的优点，因此它在汽车上得到了广泛地应用。近年来不仅在轿车上采用，而且在轻型、中型货车，甚至在重型货车上也得到了应用。例如，红旗 CA7220 型、奥迪、桑塔纳、富康、捷达等轿车，一汽生产的解放 CA1040 型、南京的依维柯等轻型

货车、解放 CA1091 型中型货车以及太脱拉 815 型重型汽车也都采用了膜片弹簧离合器。

(三)膜片弹簧离合器的结构形式

膜片弹簧离合器根据分离指内端的受力方向不同,可分为推式膜片弹簧离合器和拉式膜片弹簧离合器,如图 4-2-5 所示。当分离离合器时,分离指内端受力方向指向压盘时,称为推式膜片弹簧离合器,而分离指内端受力方向离开压盘时,则称为拉式膜片弹簧离合器。

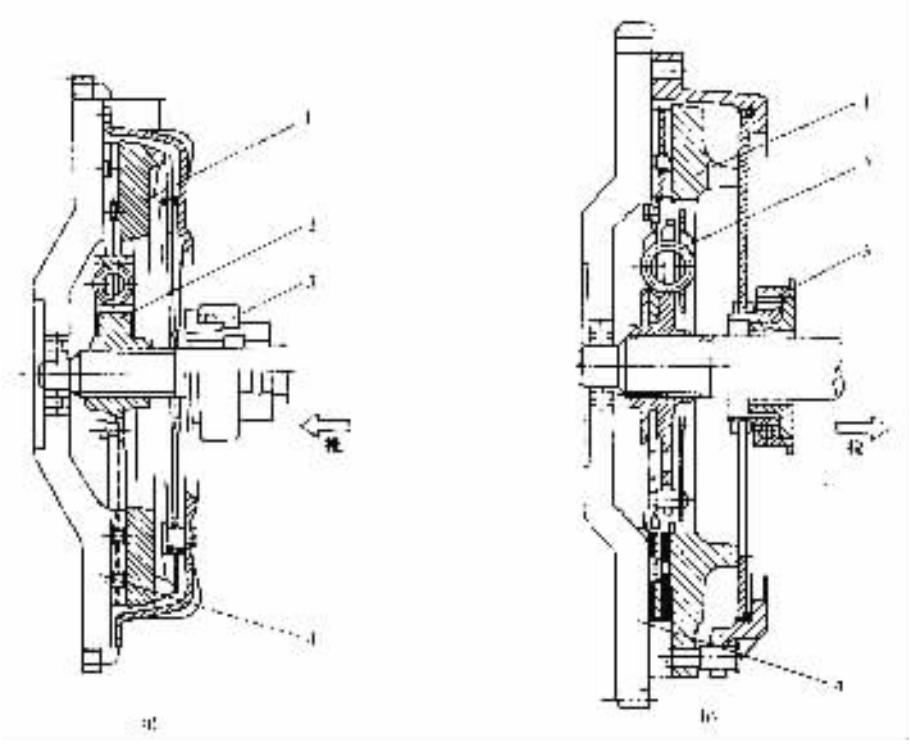


图 4-2-5 推式膜片弹簧离合器和拉式膜片弹簧离合器的结构

a)推式膜片弹簧离合器;b)拉式膜片弹簧离合器

1-离合器盖及压盘总成;2-离合器从动盘总成;3-离合器分离轴承;4-飞轮

上述两种膜片弹簧离合器的结构特点是,装配时,推式膜片弹簧离合器的膜片锥顶朝后(离开压盘方向),大端靠在压盘上,对压盘施加压力(图 4-2-5a)。拉式膜片弹簧的安装与推式相反,膜片弹簧的锥顶朝前(指向压盘方向),其大端靠在离合器盖上,膜片弹簧的中部对压盘施加压力(图 4-2-5b)。

分析这两种膜片弹簧离合器可知:在同样压盘尺寸下,拉式膜片弹簧离合器可采用直径较大的膜片弹簧,从而可提高压紧力和转矩容量;或者在传递相同转矩的情况下,尺寸较小的拉式膜片弹簧离合器可以代替尺寸较大的推式膜片弹簧离合器。因此,拉式膜片弹簧离合器的结构更紧凑、简单,质量更轻,从动盘转动惯量也小,可以减小换档时齿轮轮齿间的冲击,更便于换档。

1. 推式膜片弹簧离合器

推式膜片弹簧离合器按安装膜片弹簧的支承环数目不同,又可分为:双支承环、单支承环和无支承环 3 种结构形式。

1)双支承环式 这是目前广泛采用的结构形式,它又可分为以下 3 种:

①MF 型(图 4－2－6a)是一种较成熟的传统结构形式。膜片弹簧夹在两个支承环之间，用带台肩铆钉与离合器盖定位并铆合在一起，结构较简单。目前我国生产的桑塔纳轿车(所用型号为 MF210 型)以及红旗 CA7220 型、奥迪、依维柯轻型货车等都采用这种结构形式。

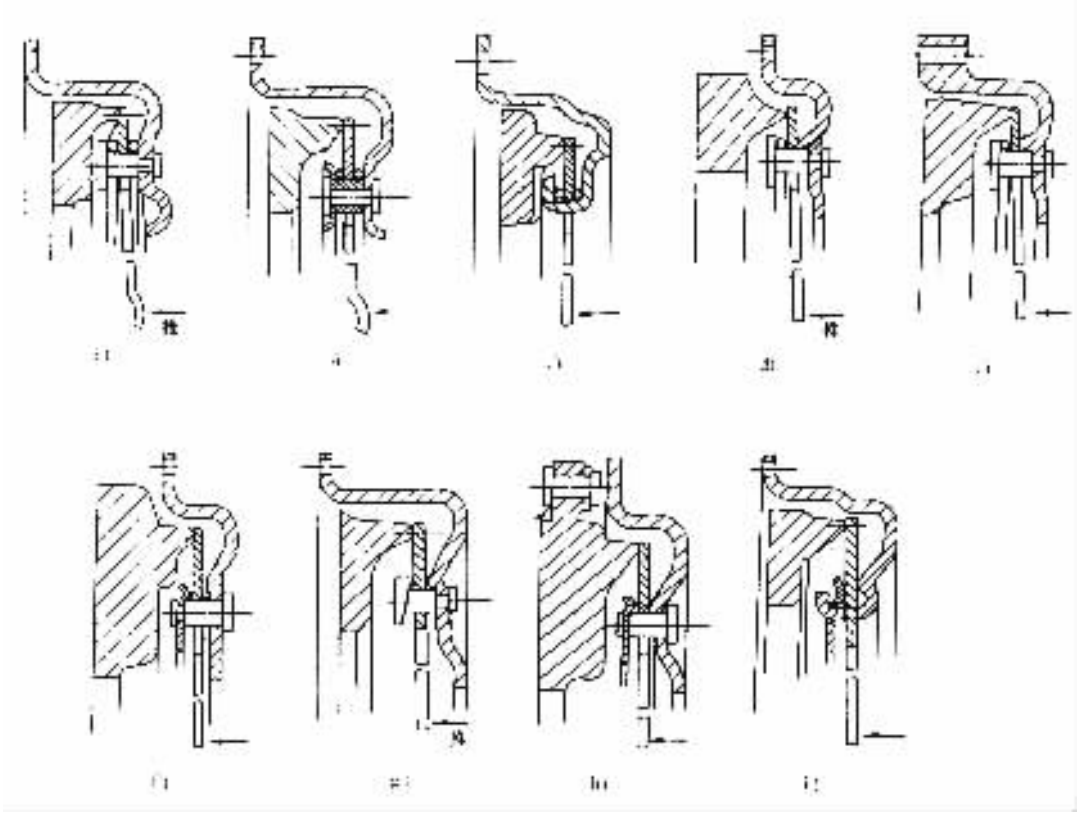


图 4－2－6　推式膜片弹簧离合器的结构形式示意图
a)～c)双支承环式；d)～f)单支承环式；g)～i)无支承环式

图 4－2－7 所示为红旗 CA7220 型轿车双支承环 MF 型膜片弹簧离合器的结构图。

②DS 型(图 4－2－6b)　在标准铆钉杆上套一硬衬套，并在铆钉头处加一刚性挡圈，使前支承环不与铆钉头直接接触，从而提高了耐磨性和使用寿命，但是结构较复杂。解放 CA1091 型中型货车的离合器即采用了此种结构形式，型号为 DS330 型。

③DST 型(图 4－2－6c)　在离合器盖的内边缘上冲有许多相同的舌片，使其将膜片弹簧、两个支承环与离合器盖弯合在一起，省去了支承环处的全部铆钉，使结构更简单、紧凑、寿命长，应用日益广泛。天津夏利 TJ7101 型轿车离合器采用的即为此种形式，如图 4－2－8 所示。

2)单支承环式

①DBV 型(图 4－2－6d)　是 MF 型的改进，它在冲压成型的离合器盖上冲出一个环形凸台来代替后支承环，使结构进一步简化。

②GMF 型(图 4－2－6e)　与 DBV 相似，它是在铸铁离合器盖上铸出一个环形凸台以代替后支承环，用于中重型货车上。

③DB/DBP 型(图 4－2－6f)　在铆钉前端以弹性挡环代替前支承环，这样可以清除膜片弹簧与支承环之间的轴向间隙，用于中、重型货车上。

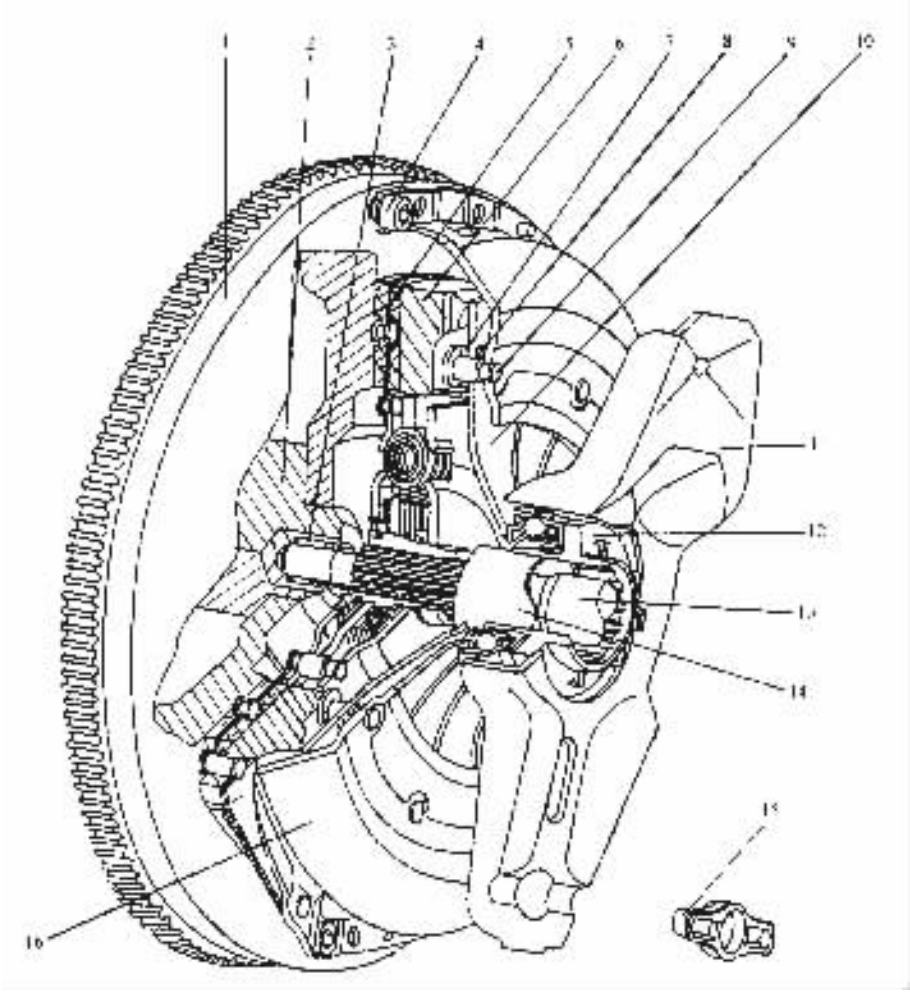


图 4－2－7 红旗 CA7220 型轿车膜片弹簧离合器

1－飞轮；2－曲轴；3－前支承轴承；4－内六角螺栓；5－离合器从动盘；
6－离合器压盘；7－前支承环；8－后支承环；9－铆钉；10－膜片弹簧；11－离合器分离叉；
12－离合器分离轴承；13－变速器输入轴；14－轴承导套；15－离合器分离叉座片；16－离合器盖

3)无支承环式

①DBR 型(图 4－2－6g) 利用斜头铆钉的头部与冲压离合器盖上冲出来的环形凸台将膜片弹簧铆合在一起而取消前、后支承环，用于轻、中型货车上。

②D/DR 型(图 4－2－6h) 它与 DB/DBP 型相似，但是以离合器盖上冲出的环形凸台代替后支承环，使结构更简单，用于中型货车上。

③CP 型(图 4－2－6i) 将 D/DR 型中的铆钉取消，在离合器盖内边缘上伸出许多舌片(与 DST 相似)，将膜片弹簧与弹性挡环和离合器盖上冲出的环形凸台弯合在一起，结构最简单。用于轿车上，例如，广州标致 505 型轿车、神龙汽车有限公司的富康轿车离合器(图 4－2－9)，皆为这种结构形式。

2. 拉式膜片弹簧离合器

拉式膜片弹簧离合器按安装膜片弹簧的支承环数目不同，可分为无支承环式(图 4－2－

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

10a)和单支承环式(图 4－2－10b、c)两种。

1)无支承环式

MFZ(图 4－2－10a)　在冲压的离合器盖上冲出环形凸台以支承膜片弹簧,不用支承环,用在轿车和轻型货车上。

2)单支承环式

①DT/DTF 型(图 4－2－10b)　将膜片弹簧的大端支承在冲压离合器盖中的支承环上,用于轿车和货车上。

②GMFZ 型(图 4－2－10c)　将膜片弹簧的大端支承在铸造离合器盖凹槽中的支承环上,用在中重型汽车上。

捷达轿车离合器是推式操纵无支承环的拉式膜片弹簧离合器,如图 4－2－11 所示。离合器盖 12 通过螺栓 6 和中间板 10 固定在发动机曲轴 7 上。离合器分离盘 8 通过卡环 11 卡在膜片弹簧 13 的三个定位爪上。从动盘 9 的花键毂与传动器输入轴 4 配合,输入轴 4 为空心轴,分离推杆 5 从中穿过。分离推杆的左端与离合器分离轴承 1 接触,右端则顶在分离盘 8 的中央凹坑内。飞轮 14 用 9 个螺栓 15 反装在离合器盖 12 上。

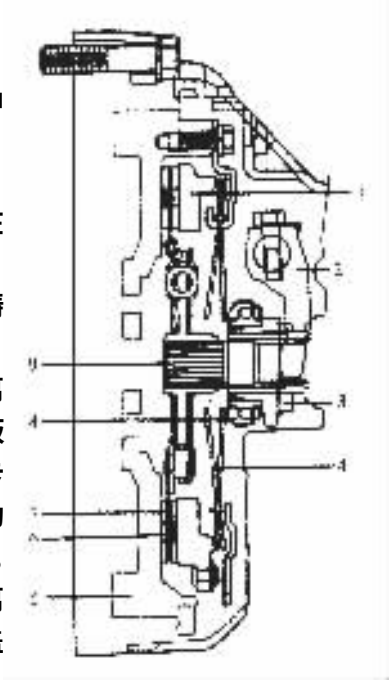


图 4－2－8　夏利轿车离合器结构

1－离合器压盘;2－分离拨叉;
3－分离轴承套筒;4－膜片弹簧;
5－飞轮;6－从动盘;7－摩擦衬片;
8－分离轴承;9－变速器输入轴

当踩下离合器踏板时,通过一系列操纵机构(参看图 4－2－24),使离合器分离臂 2 转动,推压分离轴承 1 右移,并使穿过输入轴 4 的分离推杆 5 向右轴向移动,推动分离盘 8 右移,则分离盘推压膜片弹簧分离指右移(分离指内端受力方向为离开压盘),迫使压盘与从动盘分开,从而完成离合器的分离。

捷达轿车的推式操纵拉式膜片弹簧离合器是目前汽车离合器中比较流行的新结构。它克服了拉式膜片弹簧离合器分离轴承的结构复杂和拆装较困难的缺点。

三、周布弹簧离合器

(一)单盘周布弹簧离合器

1. 单盘周布弹簧离合器的构造

图 4－2－12 所示为东风 EQ1090E 型汽车的单盘周布弹簧离合器的构造。发动机的飞轮 2 和压盘 16 是离合器的主动部分。离合器盖 19 和压盘之间是通过四组传动片 33 来传递转矩的。传动片用弹簧钢片制成,每组两片,其一端用铆钉 32 铆在离合器盖 19 上,另一端则用螺钉 34 与压盘连接,离合器盖用螺钉固定在发动机的飞轮上。因此压盘能随飞轮一起旋转。在离合器分离时,弹性的传动片产生弯曲变形(其两端沿离合器轴向作相对位移)。为使离合器分离时不至于破坏压盘的对中和离合器的平衡,四组传动片是相隔 90°沿圆周切向均匀分布的。

在飞轮 2 和压盘 16 之间装有一片带有扭转减振器的从动盘。从动盘由从动盘毂 10 和从动盘本体 4 组成。从动盘本体的两面各铆有摩擦片 5。从动盘毂 10 的花键孔套在从动轴(即变速器主动轴)11 前端的花键上,并可在花键上作轴向移动。

16 个沿圆周分布的螺旋弹簧 31 将压盘压向飞轮,并将从动盘夹紧在中间,使离合器处于接合状态。这样,在发动机工作时,发动机的转矩一部分将由飞轮经与之接触的摩擦片直接传

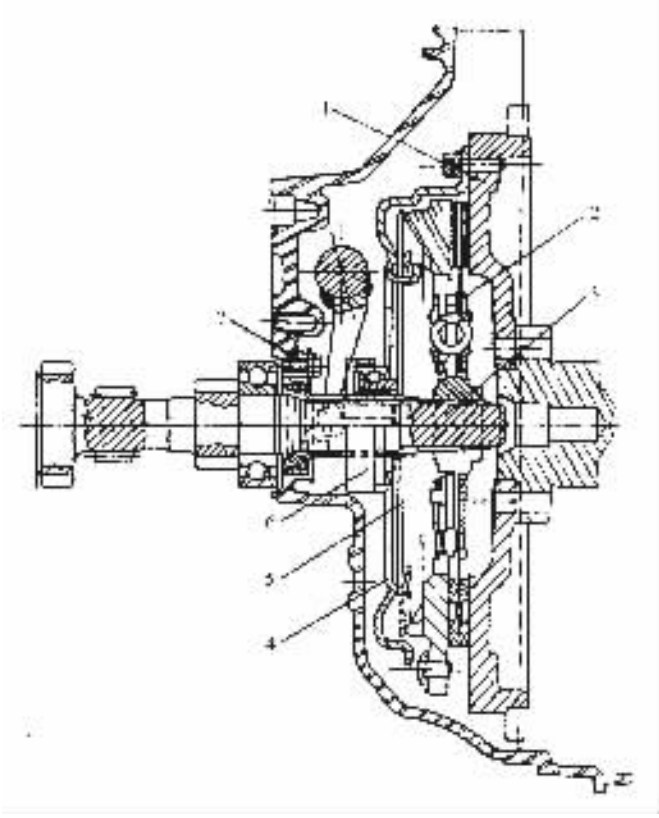


图 4－2－9 富康轿车膜片弹簧离合器

1－飞轮；2－从动盘；3－变速器第一轴；

4－离合器盖；5－膜片弹簧；6－分离轴承；7－分离叉

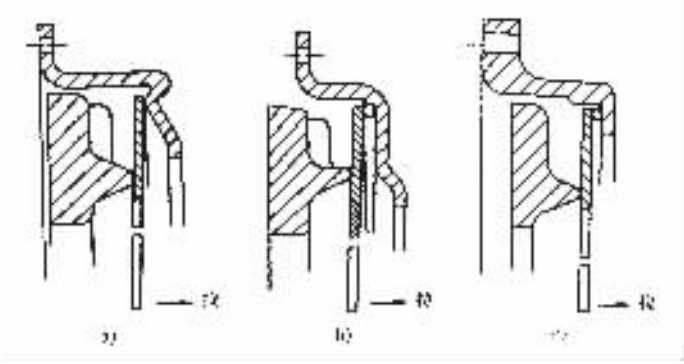


图 4－2－10 拉式膜片弹簧离合器的结构形式示意图

a)无支承环式；b)、c)单支承环式

给从动盘本体；另一部分则由飞轮通过 8 个固定螺钉传到离合器盖 19，并由此经四组传动片传到压盘，最后也通过摩擦片传给从动盘本体。从动盘本体再将转矩通过从动盘毂的花键传给从动轴 11，由此输入变速器。

离合器须与曲轴飞轮组组装在一起进行动平衡校正。为了在拆下离合器后重新组装时保

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

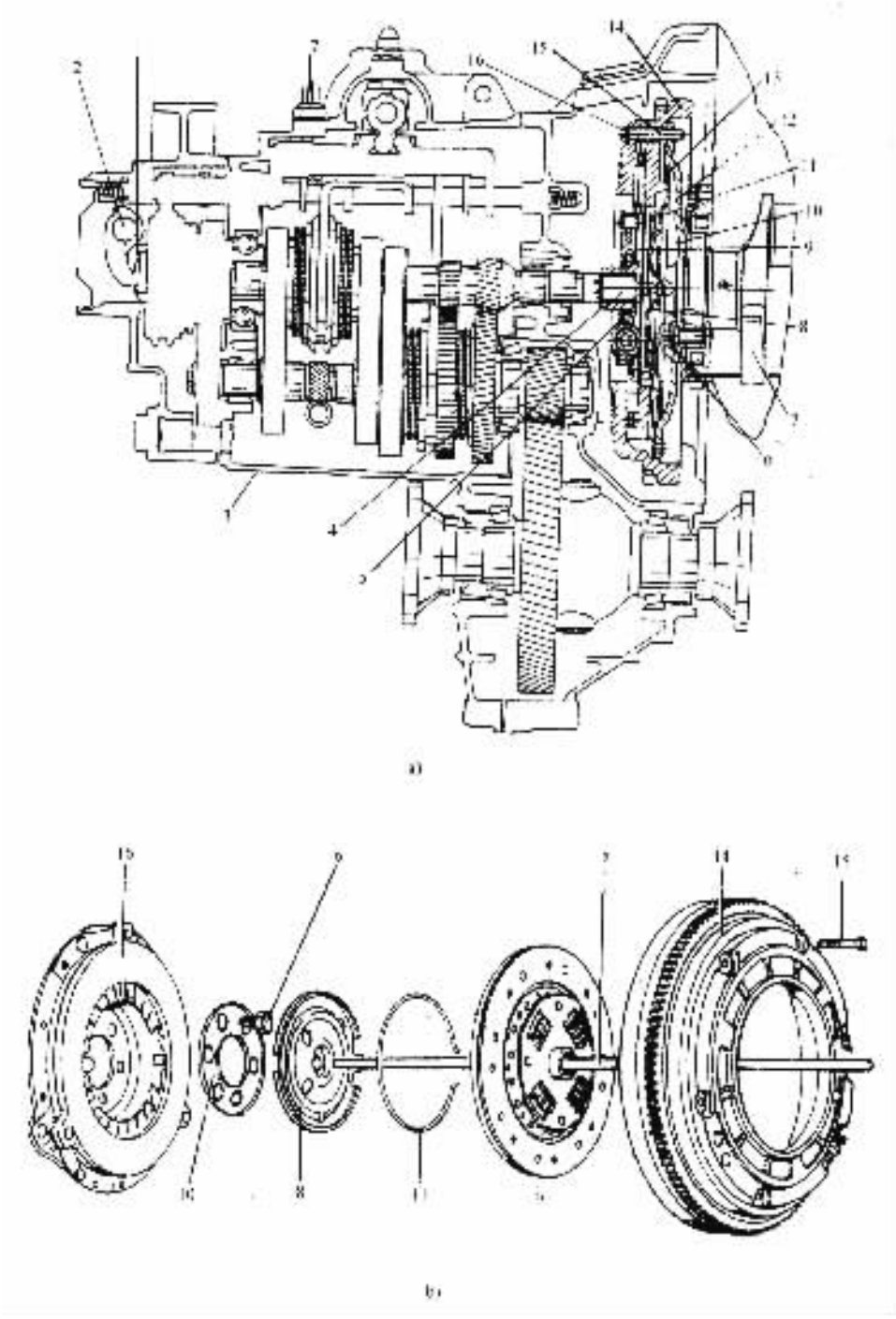


图 4－2－11　捷达轿车拉式膜片弹簧离合器

a)传动器与离合器结构 b)离合器零部件分解图

1－离合器分离轴承；2－离合器分离臂；3－传动器总成；4－传动器输入轴；5－离合器分离推杆；6－螺栓；7－发动机曲轴；8－离合器分离盘；9－离合器从动盘；10－中间板；11－卡环；12－离合器盖；13－膜片弹簧；14－飞轮；15－螺栓；16－离合器压盘；17－倒车灯开关

持动平衡，离合器盖与飞轮的相对角位置由定位销 17 定位。

2. 分离杠杆

在压紧弹簧的作用下，离合器经常处于接合状态，只有在必要时暂时分离。位于离合器内部的分离操纵机构主要有分离杠杆、带分离轴承的分离套筒和分离叉。分离杠杆一般有 3～6 个，沿周向均布。图 4－2－12 所示的离合器有四个径向安装的、用薄钢板冲压制成的分离杠杆 25，其中部以支承柱 20 孔中的浮动销 22 为支点，外端通过摆动支片 21 抵靠着压盘 16 的钩状凸起部。当在分离杠杆内端施加一个向前的水平推力时，杠杆将绕支点转动，其外端通过摆动支片推动压盘克服压紧弹簧的力而后移，从而撤除对从动盘的压紧力，于是摩擦作用消失，离合器不再传递任何转矩，即离合器转入了分离状态。

前端装有分离轴承 26（一种推力轴承）的分离套筒 28 松套在变速器第一轴轴承盖 29 的管状延伸部分的外圆面上，并在复位弹簧 27 的作用下，以其两侧的凸台平面，抵靠在分离叉 30 两股的圆弧表面上。分离叉以其两端轴颈支承在离合器壳孔中的衬套内，其外侧轴颈的延伸端固定着分离叉臂 42。分离叉绕其轴颈逆时针（从左图中看）转动，推使分离套筒向飞轮方面移动，而对分离杠杆内端施加推力。由于离合器工作时分离套筒并不转动，而分离杠杆则是随离合器盖和压盘转动的，故为了避免二者之间的直接摩擦，设置结构形式为推力式或径向推力式的分离轴承是完全必要的。

分析一下分离杠杆的运动情况即可看出，如果分离杠杆的支点是简单的铰链，则当杠杆转动时，其外端的轨迹将为一圆弧。分离杠杆的外端如果与压盘也是用简单铰链连接，显然分离杠杆外端只能随压盘作直线移动。为消除这一运动干涉现象，东风 EQ1090E 型汽车离合器采取的结构措施是分离杠杆支点采用了浮动销，而与压盘之间则采用了刀口支承形式，详细结构见图 4－2－13。支承柱 20 的下端插在压盘 16 上相应的孔内，而上端则借调整螺母 23 固定在离合器盖 19 上。浮动销 22 的中部穿过支承柱中部的方孔。在分离杠杆弹簧 24 的作用下，套装在支承柱上的分离杠杆 25 的中部紧靠在浮动销的两端，并使浮动销与方孔的支承平面接触，分离杠杆连同销 22 能以该接触点为支点摆动。摆动支承片 21 呈凹字形，其平直的一边支在分离杠杆 25 外端的凹处，而其凹边的底部则抵住压盘 16 的钩状凸起部。当离合器处于接合状态，分离杠杆在离心力的作用下向外甩，使浮动销 22 在支承螺柱 20 的孔支承平面 A 的外端接触，如图 4－2－13a）所示。当分离离合器时，分离杠杆摆动，摆动支承片 21 推动压盘 16 右移。此时浮动销沿支承平面 A 向内滚过一段很小距离（一般小于 1mm），而摆动支承片将发生倾斜，如图 4－2－13b）所示。显然，该结构不会发生运动干涉。由于支点和传力点分别采用了浮动销和刀口支承形式，滑动摩擦大为减少。

调整螺母 23 用以保证四个分离杠杆的内端位于平行于飞轮端面的同一平面内。

3. 压盘的传动方式

压盘是离合器的主动部分，在传递发动机转矩时，它和飞轮一起带动从动盘转动，所以它必须和飞轮连接在一起，但这种连接应允许压盘在离合器分离过程中能自由地作轴向移动，常用的连接方式如图 4－2－14 所示。

在单盘离合器中常采用图 4－2－14a）所示的连接方式，离合器盖固定在飞轮上，在盖上开有长方形的窗口，压盘上铸有相应的凸台，凸台伸进窗口以传递转矩。在设计时，应考虑到摩擦片磨损后，压盘将向前移，因此应使凸台高出窗口以上，以保证转矩的可靠传递。这种结构在原 BJ212 汽车上采用。单盘离合器也有采用如图 4－2－14b）中的键连接方式。目前，单盘离合器压盘传力方式大多数采用传动片式，如图 4－2－12 的 33。

本作品为[illegible]免费下载

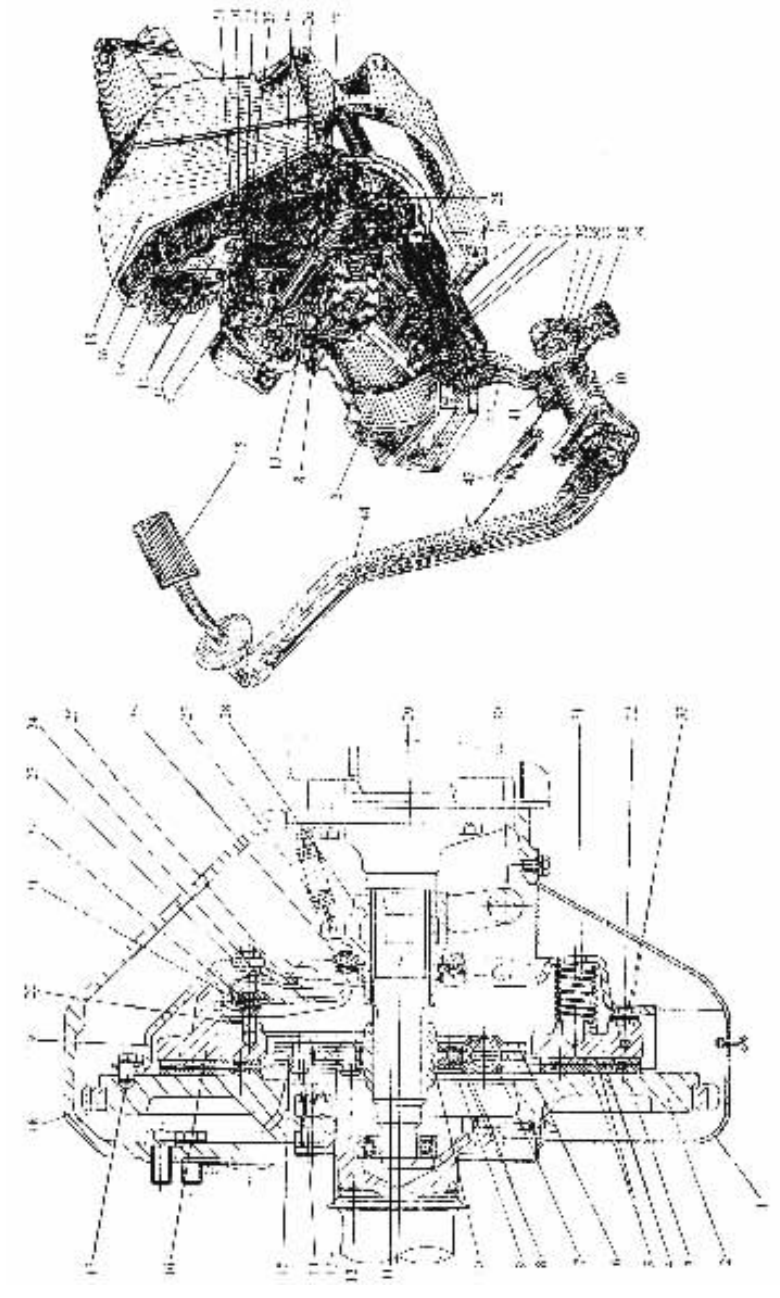


图 4－2－12　东风 EQ1090E 型汽车单盘离合器

1－离合器壳底盖；2－发动机飞轮；3－摩擦片铆钉；4－从动盘本体；5－摩擦片；6－减振器弹簧；7－减振器弹簧；8－减振器阻尼片；9－阻尼片铆钉；10－从动盘毂；11－变速器第一轴（离合器从动轴）；12－阻尼弹簧铆钉；13－减振器阻尼弹簧；14－从动盘铆钉；15－从动盘铆钉隔套；16－压盘；17－离合器盖定位销；18－飞轮壳；19－离合器盖；20－分离杠杆支承柱；21－摆动支片；22－浮动销；23－分离杠杆调整螺母；24－分离杠杆弹簧；25－分离杠杆；26－分离轴承；27－分离套筒复位弹簧；28－分离套筒；29－变速器第一轴轴承盖；30－分离叉；31－压紧弹簧；32－传动片铆钉；33－传动片；34－传动片固定螺钉及螺钉座；35－滚花圆柱销；36－踏板轴；37－拉臂；38－分离拉杆弹簧；39－分离拉杆；40－踏板轴支座；41－球形调整螺母；42－分离叉臂；43－踏板复位弹簧；44－踏板臂；45－踏板；46－平衡片

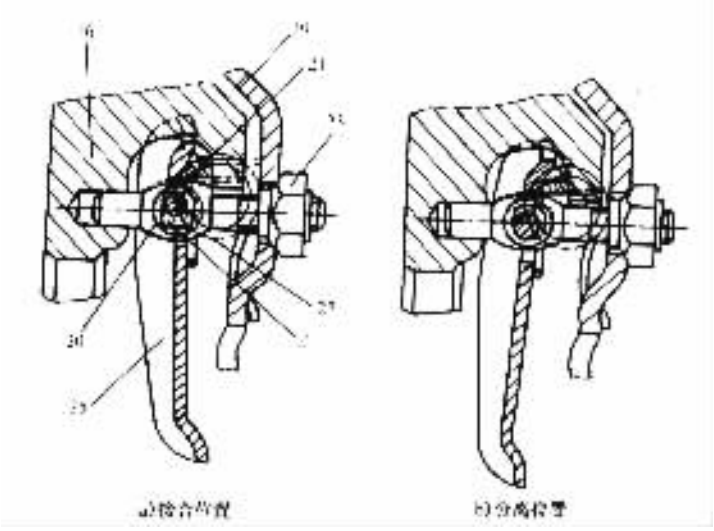


图 4－2－13 分离杠杆工作情况

图注同图 4－2－12

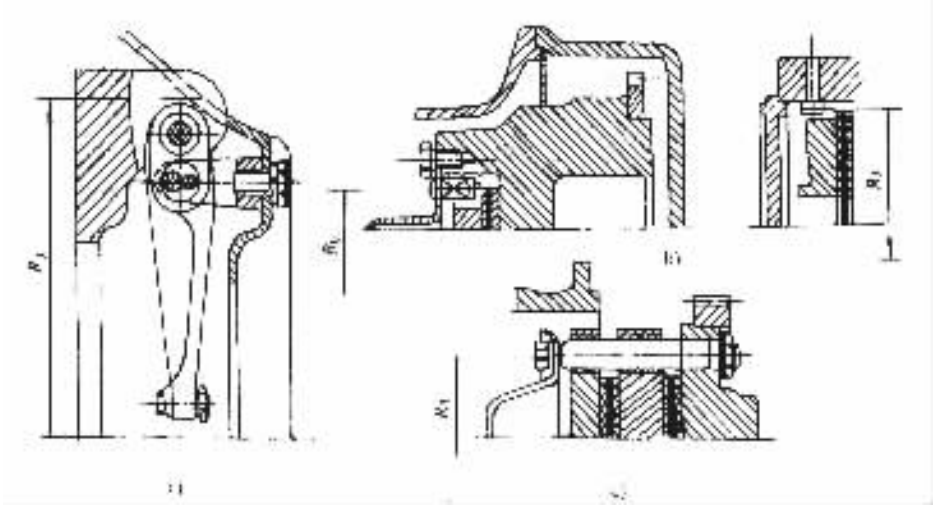


图 4－2－14 压盘的几种传力方式

在双盘离合器中一般都采用综合式的连接方法，即中间压盘通过键，压盘则通过凸台。双盘离合器也有用销子传力的，如图 4－2－14c）所示，通过传力销将飞轮与中间压盘、压盘连接在一起。

4. 离合器踏板自由行程

由图 4－2－12 可以看出，从动盘摩擦片经使用磨损变薄后，在压紧弹簧作用下压盘和从动盘要向飞轮方向多移动一些距离，分离杠杆的内端相应的也要更向后一些，才能保持离合器完全接合。如果未磨损前分离杠杆内端和分离轴承 26 之间没有预留一定间隙，则在摩擦片磨损后，离合器将因分离杠杆内端不能后移而难以完全接合，从而在传动时经常出现打滑现象。这不仅减小了其所能传递的转矩数值，并且将使摩擦片和分离轴承加速磨损。因此，当离合器

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

处于正常接合状态，分离套筒被复位弹簧拉到后极限位置时，在分离轴承和分离杠杆内端之间应留有一定量的间隙△(对东风 EQ1090E 型汽车而言，△ = 3 ~ 4mm)，以保证摩擦片在正常磨损范围内离合器仍能完全接合。

由于上述间隙△的存在，驾驶员在踩下离合器踏板后，先要消除这一间隙，然后才能开始分离离合器。为消除这一间隙所需的离合器踏板行程，称为离合器踏板自由行程。东风 EQ1090E 型汽车离合器踏板自由行程设计值为 30 ~ 40mm。第二汽车制造厂规定 EQ1090E 型汽车每行驶 1000km 左右，要检查调整离合器踏板的自由行程。调整的方法是拧动分离拉杆 39 上的调整螺母 41，通过调整拉杆有效长度，以调整间隙△，从而使自由行程恢复到标准值。

在调整踏板自由行程之前，必须先将四个分离杠杆内端的后端面调整到处于与飞轮端面平行的同一平面内。否则在离合器分离和接合过程中，压盘位置会歪斜，致使分离不彻底，并且在汽车起步时会发生颤抖现象。调整方法是拧动支承柱上的调整螺母 23。

5. 离合器的通风散热

前已述及，摩擦离合器在工作过程中将产生大量的热。此热量若不能及时散出，有关零件将因受热而导致温度过高，产生不良后果。摩擦片温升过高时，其摩擦性能将降低，严重时甚至会烧毁摩擦片；从动盘本体如果是一个整圆盘形，可能会因温度升高而拱曲变形，影响离合器的正常工作。因此东风 EQ1090E 型汽车离合器从动盘本体 4 上开有五条径向的窄切口，借以预留热变形的余地。压紧弹簧如受热过度，会引起退火，压紧力降低。为此压盘上作为弹簧座的部分做成凸起的十字形肋条，以减少从压盘到弹簧的传导热量。在另一些车型的离合器中，则在压紧弹簧和压盘之间装有石棉混合物制成的隔热垫。

为了将摩擦面间产生的热量及时散出，东风 EQ1090E 型汽车离合器盖 19 用钢板冲压成特殊形状，在其侧面与飞轮接触处有四个缺口，装合后形成四个窗口。当离合器旋转时，空气将不断地循环流动，以利于离合器通风散热。

(二)双盘周布弹簧离合器

为了增大离合器所能传递的转矩，并考虑到飞轮的径向尺寸有限，在重型货车上广泛采用了双盘离合器。

图 4 – 2 – 15 所示为黄河 JN1181C13 型汽车双片离合器的构造。其主动部分由飞轮 8、压盘 6、中间压盘 7 及离合器盖 16 组成，两个从动盘 3 和 4 夹在飞轮、中间压盘及压盘的中间。离合器中沿圆周均布 12 个压紧弹簧，使压盘和中间压盘紧紧地压向飞轮。中间压盘的边缘上有四个缺口，飞轮上的四个定位块即嵌装在这四个缺口中，用以传递发动机的转矩，同时保证中间压盘的正确位置。这种传力方法与前述的用传力片传力的方法比较起来，传动更为可靠，但其传力件接触部分的尺寸和位置的精确度要求较高，而且在分离与接合的过程中，传力件相对运动的摩擦及磨损均较大。磨损后的传力件在离合器传动过程中会产生冲击和噪声。

由于摩擦片数增多，其接合较为柔和，但是必须有专门装置，以保证各主动盘和从动盘之间能彻底分离。在图 4 – 2 – 15 中，当离合器分离时，压盘被四个分离杠杆以支承销 9 为中心转动而拉向右方，而中间压盘则被装在它和飞轮之间的分离弹簧 2 推向后方，与前从动盘 4 脱离接触。同时为了使后从动盘 3 不被中间压盘和压盘夹住，在离合器盖上装有四个限位螺钉 17，用以限制中间压盘的行程。限位螺钉的位置可以调节。

(三)双盘斜置弹簧离合器

在有的重型汽车上，还采用了一种周布斜置螺旋弹簧的结构形式，如图 4 – 2 – 16 所示。

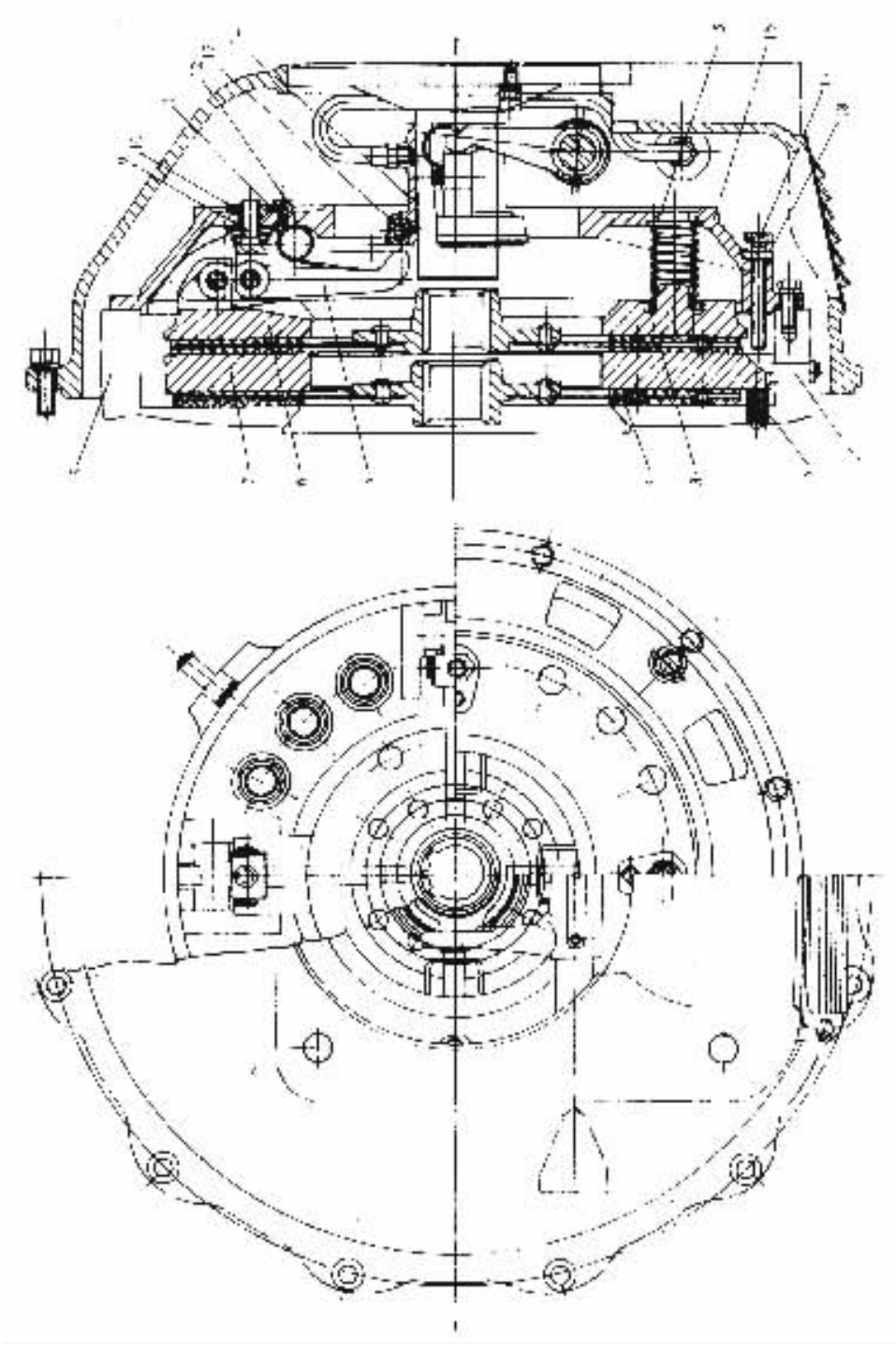


图 4－2－15 黄河 JN1181V13 型汽车双盘离合器

1－定位块；2－分离弹簧；3、4－从动盘；5－分离杠杆；6－压盘；7－中间压盘；8－飞轮；9－支承销；10－调整螺母；11－压片；12－锁紧螺钉；13－分离轴承；14－分离套筒；15－压紧弹簧；16－离合器盖；17－限位螺钉；18－锁紧螺母

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

周向布置的若干个压紧螺旋弹簧 6 安装在离合器盖与传力盘 2 之间，各个弹簧的轴线相对于离合器轴线倾斜一个角度 α。作用在传力盘上的全部压紧弹簧力的轴向分力之和通过以外端为支点的压紧杠杆 1 放大后再施加于压盘上。分离离合器时，分离叉 4 通过分离轴承 3 和分离套筒 5 将传力盘 2 向右拉，撤除压紧杠杆对压盘的压紧力，使压盘得以在分离弹簧 7 的作用下与从动盘脱离接触。压紧弹簧倾斜安装的目的是对摩擦片磨损起补偿作用。设每个弹簧的作用力为 F_Q，则其轴向分力 $F = F_Q\cos\alpha$。当摩擦片磨损时，压紧杠杆内端左移，弹簧伸长，力 F_Q 减小，但与此同时，夹角 α 也减小，$\cos\alpha$ 增大。这样，在摩擦片磨损范围内，弹簧作用力的轴向分力 $F = F_Q\cos\alpha$（从而压盘压紧力）几乎保持不变。同样，当分离过程中向右拉传力盘时，力 F 值也大致不变。因此，这种离合器的突出优点是工作性能十分稳定，彻底分离所需踏板力较小。

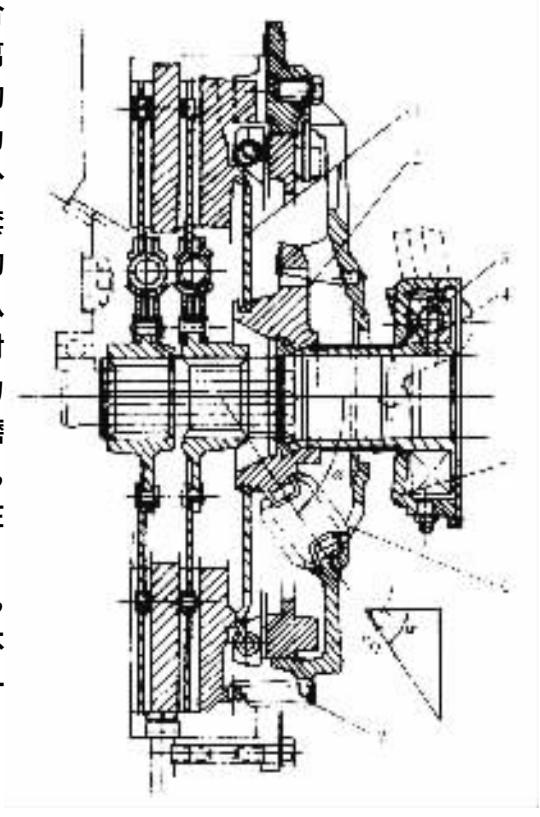


图 4－2－16　斜置弹簧离合器

1－压紧杠杆；2－传力盘；3－分离轴承；4－分离叉；5－分离套筒；6－压紧弹簧；7－分离弹簧

四、中央弹簧离合器

中央弹簧离合器只采用一个或轴线重合的内外两个压紧弹簧，且位于离合器的中央。

长征 XD2150 型汽车所用的中央弹簧双盘离合器如图 4－2－17 所示。飞轮 6、离合器盖 10、压盘 8 和中间主动盘 2 组成离合器的主动部分。传动销 1 的尾部压入飞轮 6 内圆面上的径向孔中，而其头部则伸入中间主动盘 2 边缘的切口内。铸造的离合器盖 10 的内表面有凸起部，嵌入压盘上相应的切口中。发动机动力一部分从飞轮经传动销传给中间主动盘；另一部分由飞轮经离合器盖传给压盘。中央压紧弹簧 13 的前端通过一个用钢板冲压制成的支承盘支于离合器盖上，其后端则抵靠着分离套筒 14。轴向安装在分离套筒上的三根拉杆分别与三根压紧杠杆 17 的内端相连。压紧杠杆以固定在离合器盖上的支承销 16 为支点，其外端与压盘相接触。于是中央弹簧的压紧力便通过分离套筒 14、拉杆和压紧杠杆 17 将离合器的主动和从动部分压紧。

当驾驶员踩下离合器踏板时，操纵机构中的分离叉便将分离套筒 14 推向前方，进一步压缩中央弹簧，同时通过纵拉杆将压紧杠杆内端向前推移使压紧杠杆外端后移而与压盘脱离。于是压盘便在分离弹簧的拉力作用下离开从动盘。为保证各摩擦面彻底分离，装有分离摆杆 7。分离摆杆的轴销插在中间主动盘边缘的径向孔内，其上装有扭转弹簧，使分离摆杆的两臂分别紧紧抵靠在飞轮和压盘的端面上。当压盘后移而撤除压紧力时，分离摆杆便在扭转弹簧作用下转动，使中间主动盘后移，并保证中间主动盘在飞轮和压盘工作端面之间的正中位置，从而使两个从动盘有同样的轴向游动间隙。

由于压紧杠杆的内臂比外臂长得多，中央弹簧 13 的压紧力是经过压紧杠杆放大后才传到

压盘上的，这样便可以用较软的弹簧获得较大的压紧力。相应地，为分离离合器而进一步压缩中央弹簧所需的力也较小。所以中央弹簧离合器在一些重型载货汽车上用得较多。为了获得尽可能大的杠杆比，长征 XD2150 型汽车离合器的三根压紧杠杆不是径向布置的，而是沿压盘内圆的切线方向布置。

为使中央弹簧的压力均匀分配到三根压紧杠杆上，长征 XD2150 型汽车离合器上设有自动平衡机构。如图 4－2－17 所示，支承销顶住平衡盘，平衡盘与调整环以球面相配合。调整环借螺纹固定在离合器盖上。假如三个压紧杠杆传递的压紧力不相等，则通过三个支承销作用在平衡盘上的力便不平衡，而使平衡盘沿球面转动，直至三杠杆传力相等时为止。

当从动盘的摩擦衬片磨损后，在接合状态下，压盘的轴向位置比衬片磨损前略为前移，同时分离套筒也相应地后移一定距离。这就使中央压紧弹簧的工作长度增加而压紧力减小，从而使离合器所能传递的最大转矩值也下降。这一问题在长征 XD2150 型汽车离合器中可以通过调整来解决。调整的方法是转动用螺纹与离合器盖连接的调整环 11，使之向前移动，于是平衡盘及支承销也被推向前。同时，压紧杠杆以其外端与压盘的接触点为支点而转动，其内端便通过传动杆 12 将分离套筒向前推移。如此调整到分离套筒相对离合器盖恢复原位，即压紧弹簧的工作长度恢复原值时为止。这项调整工作应在调整离合器踏板自由行程之前进行，否则在调整中央弹簧工作长度时将破坏已调整好的踏板自由行程。

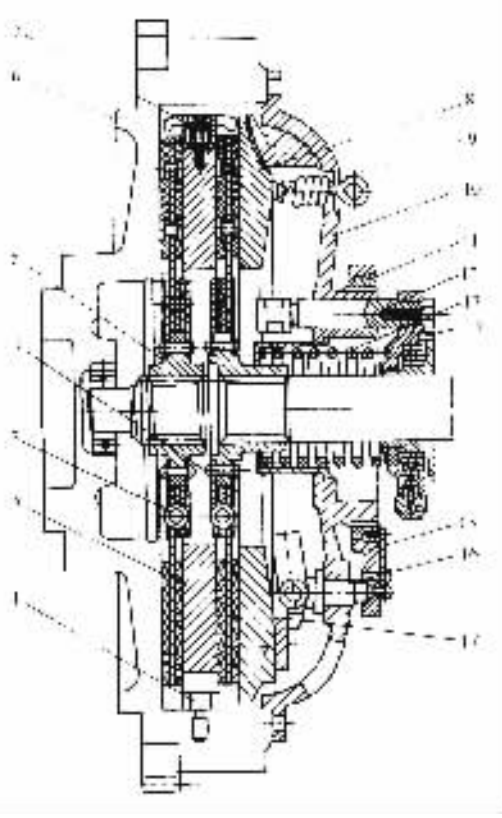


图 4－2－17 长征 XD2150 型汽车中央弹簧离合器

1－传动销；2－中间主动盘；3－扭转减振器；
4、5－从动盘；6－飞轮；7－分离摆杆；
8－压盘；9－分离弹簧；10－离合器盖；
11－调整环；12－传动杆；13－中央（压紧）弹簧；
14－分离套筒；15－平衡盘；16－支承销；17－压紧杠杆

由于从动盘摩擦衬片磨损造成压紧力下降的问题，在采用沿圆周分布的多个压紧弹簧的离合器中同样存在，但因对许多弹簧逐个调整其工作长度事实上不大可能，故而未能解决。所以能调整压紧力这一点也是中央弹簧离合器的优点之一。

长征 XD2150 型汽车离合器的中央弹簧是圆柱形的。这种中央弹簧的轴向尺寸比较大，有时给布置带来困难。为了缩短轴向尺寸，中央弹簧较多采用矩形或圆形断面的锥形弹簧，如图 4－2－18 所示。

五、从动盘和扭转减振器

（一）从动盘的结构和组成

如图 4－2－19 所示，从动盘是由从动盘本体 5、摩擦片 1 和从动盘毂 4 三个基本部分组成。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

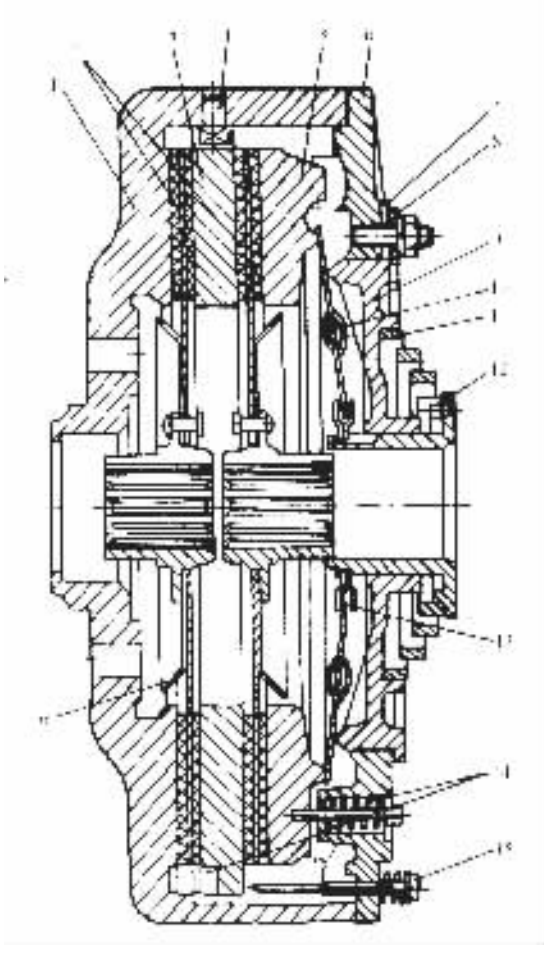


图 4－2－18　矩形断面锥形中央弹簧离合器

1－主动盘；2－从动盘；3－中间主动盘；4－传动销；5－压盘；6－离合器盖；7－调整垫片；8－垫圈；9－压紧弹簧座；10－弹性压杆；11－压紧弹簧；12－分离套筒；13－钢球座圈；14－压盘复位弹簧；15－中间主动盘限位螺钉；16－挡油盘

为了使离合器接合柔和，起步平稳，从动盘应具有轴向弹性。具有轴向弹性装置的从动盘大致有如图 4－2－20 所示的几种结构形式。

1）整体式弹性从动盘（图 4－2－20a）　从动盘本体 1 沿径向开槽，则外缘部分被分割成扇形块，扇形块沿周向翘曲形成波浪形。两摩擦片分别与其波峰和波谷部分铆接，因而使得从动盘在轴向有一定弹性。

2）分开式弹性从动盘（图 4－2－20b）　从动盘本体 1 的直径做得较小，而在其外缘上铆有若干块扇状波形弹簧片 3。两摩擦片分别与波形弹簧片铆接在一起。波形弹簧片是用同一模具单独冲制而成，从而可保证每块扇状波形弹簧片的刚度一致。

3）组合式弹性从动盘（图 4－2－20c）　在从动盘本体 1 靠近压盘一面上铆有波形弹簧片 3，摩擦片 4 用铆钉 5 铆在波形弹簧片 3 上。靠近飞轮一边的摩擦片 2 则直接铆在从动盘本体 1 上。

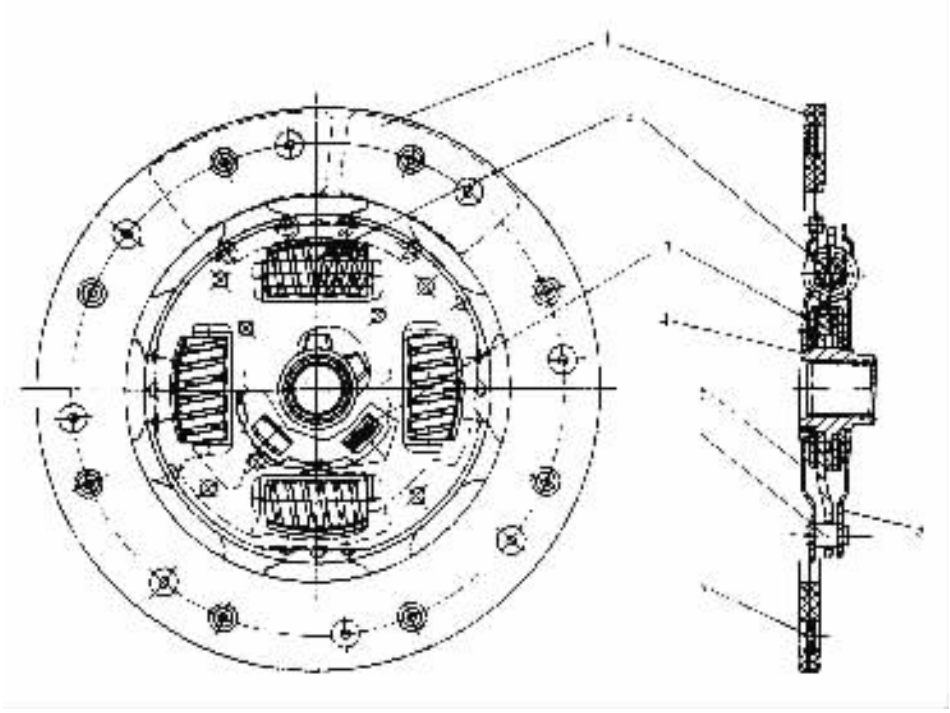


图 4－2－19 捷达轿车离合器从动盘

1－摩擦片；2－减振器弹簧；3－预减振装置；4－从动盘毂；

5－从动盘本体；6－从动盘铆钉；7－摩擦片铆钉；8－减振器盘

（二）扭转减振器的构造和工作原理

由发动机传到汽车传动系统中的转矩是周期地不断变化着的，因此就使得传动系统产生扭转振动。如果这一振动的频率与传动系统的自振频率相重合，就将发生共振，从而对传动系统中零件的寿命有很大影响。此外，在不分离离合器的情况下进行紧急制动或进行猛烈接合离合器时，在瞬间内都将对传动系统中的零件造成极大的冲击载荷，而缩短零件的使用寿命。为此，为了避免共振，缓和传动系统所受的冲击载荷，在不少的汽车传动系统中装设了扭转减振器。有些汽车上将扭转减振器制成单独的部件，但更多的是将扭转减振器附装在离合器的从动盘中。因此，从动盘还有带扭转减振器和不带扭转减振器之分。

带扭转减振器与不带扭转减振器的从动盘本体的外缘部分（即装摩擦片的部分）的结构基本相同，带扭转减振器的从动盘只是在中心部分附装有扭转减振器。因而从动盘本体与从动盘毂之间是通过减振器来传递转矩的。图 4－2－21a）为东风 EQ1090E 型汽车所用的这种从动盘的零件分解图。装配好的从动盘见图 4－2－21b）。在这种结构中，从动盘本体 5、从动盘毂 11 和减振器盘 12 都开有六个矩形窗孔，在每个窗孔中装有一个减振器弹簧 6，借以实现从动盘本体与从动盘毂之间在圆周方向上的弹性联系。减振器盘与从动盘本体用铆钉 3 铆成一个整体，并将从动盘毂及其两侧的阻尼片 10 夹在中间，从动盘本体及减振器盘上的窗孔有翻边，使 6 个弹簧 6 不致脱出。在从动盘毂上开有与铆钉隔套 9 相对的缺口，在缺口与隔套之间留有间隙，允许从动盘本体与从动盘毂之间相对转动一个角度。这样的从动盘不工作时如图 4－2－22a）所示。从动盘工作时，两侧摩擦片 4 所受摩擦力矩首先传到从动盘本体和减振器

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

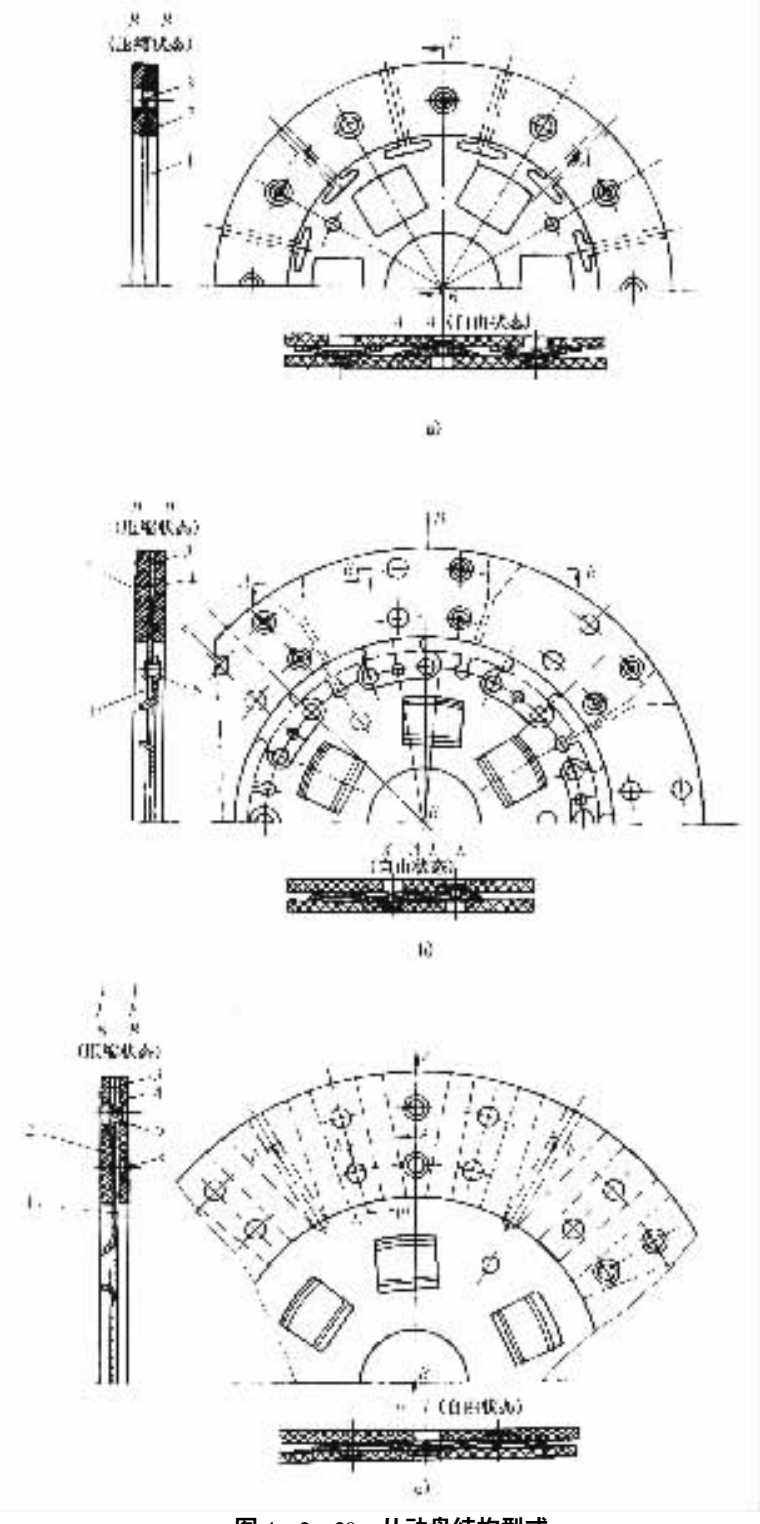


图 4－2－20　从动盘结构型式

a)整体式弹性从动盘；b)分开式弹性从动盘；c)组合式弹性从动盘

1－从动盘本体；2、4－摩擦片；3－波形弹簧片；

5－摩擦片铆钉；6－波形弹簧片铆钉

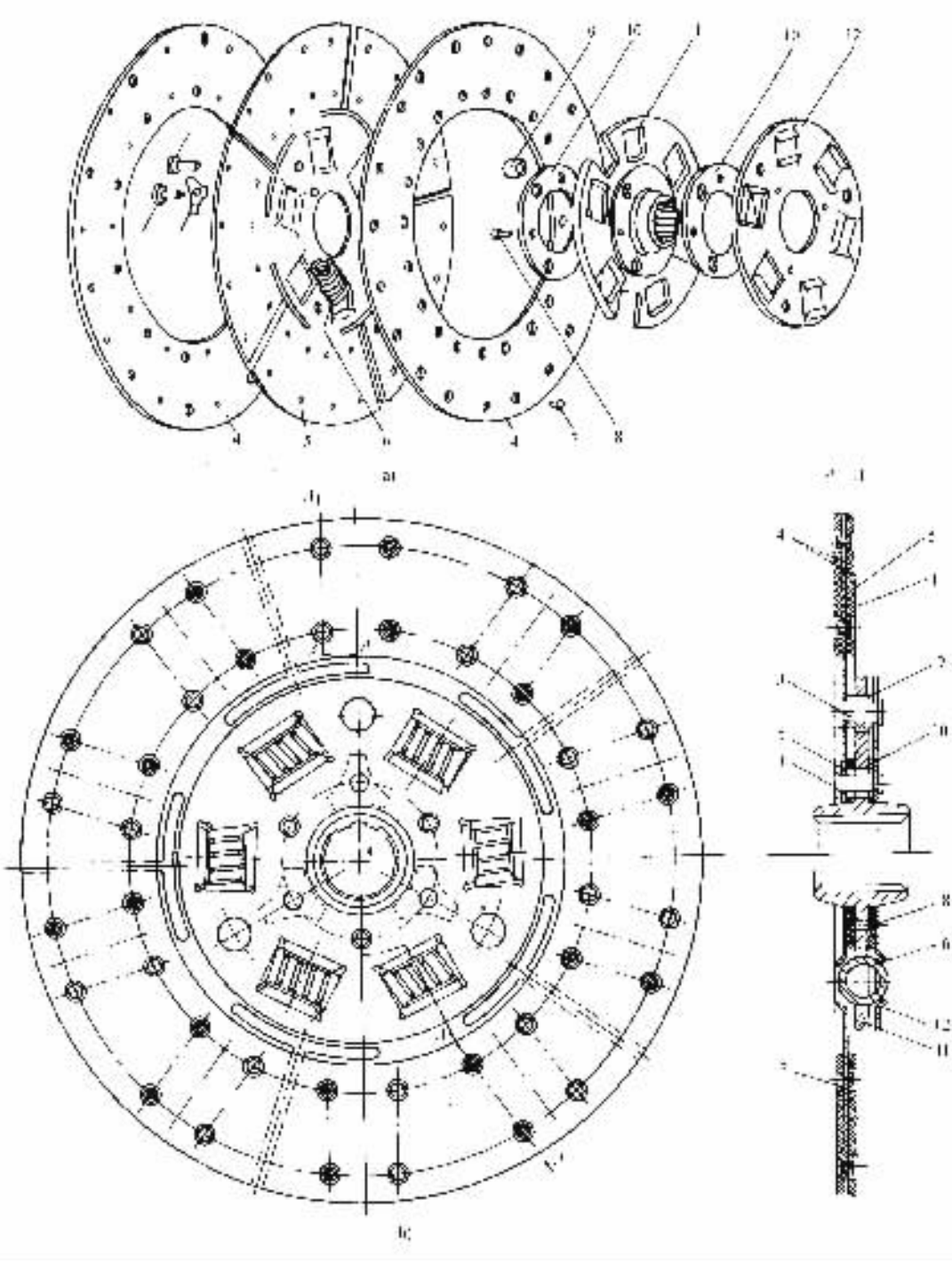


图 4－2－21 东风 EQ1090E 型汽车离合器从动盘

a)零件分解图；b)装配图

1－阻尼弹簧铆钉；2－减振器阻尼弹簧(碟形弹簧)；3－从动盘铆钉；4－摩擦片；5－从动盘本体；6－减振器弹簧；7－摩擦片铆钉；8－阻尼片铆钉；9－从动盘铆钉隔套(起减振器限位销作用)；10－减振器阻尼片；11－从动盘毂；12－减振器盘

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

盘上，再经 6 个弹簧传给从动盘毂。这时弹簧被压缩（图 4－2－22b），借此吸收传动系统所受的冲击。传动系统中的扭转振动导致本体 5 及盘 12 同毂 11 之间的相对往复摆动，从而可依靠两阻尼片 10 与上述三者之间的摩擦来消耗扭转振动的能量，使扭转振动迅速衰减。

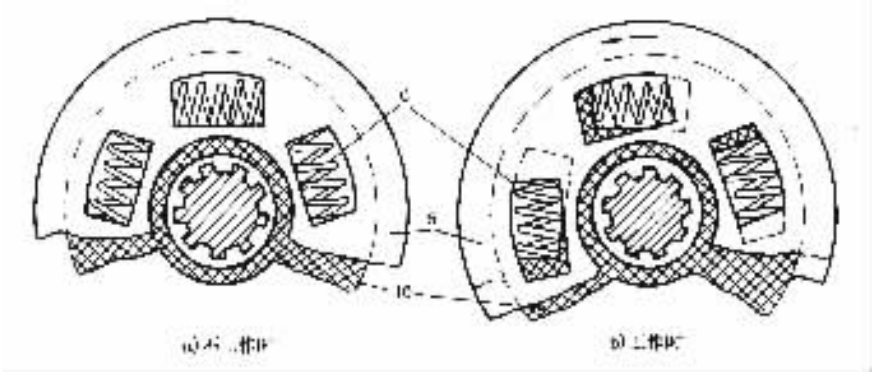


图 4－2－22　弹簧摩擦式扭转减振器工作示意图

图注同图 4－2－21

近来在有些汽车离合器从动盘中采用两组或更多组刚度不同的减振器弹簧，并将装弹簧的窗口长度作成尺寸不一，利用弹簧先后起作用的办法获得变刚度特性（图 4－2－23）。这种变刚度特性可以避免不利的传动系统共振，降低传动系统噪声。在减振器中也有采用橡胶弹性元件的（参看图 4－2－2），其形状有空心圆柱形以及星形等多种。

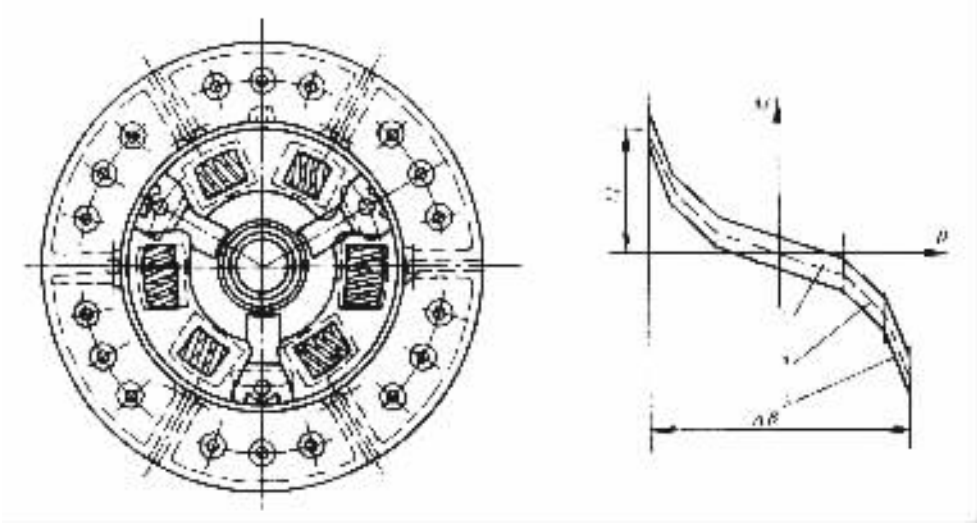


图 4－2－23　变刚度扭转减振器及其特性

M－扭转减振器所受转矩；β－减振器相对转角；1－第一级特性；

2－第二级特性；3－第三级特性；M_j－减振器极限力矩；$\Delta\beta$－相对转角变化范围

减振器中的阻尼片常采用摩擦材料制成，并靠从动盘本体与减振器盘间的连接铆钉建立正压力。这种方案结构简单，但阻尼片磨损后阻尼力矩便降低甚至消失。如图 4－2－21 所示那样用碟形弹簧建立正压力的方法较好，可使阻尼力矩保持稳定。

六、离合器操纵机构

离合器操纵机构是驾驶员借以使离合器分离，而后又使之柔和接合的一套机构。它起始于离合器踏板，终止于飞轮壳内的分离轴承。本节中所要讨论的主要是其中位于飞轮壳外面的部分。

按照分离离合器所需的操纵能源，离合器操纵机构有人力式和气压助力式两类。前者是以驾驶员的肌体作为唯一的操纵能源。后者则是以发动机驱动的空气压缩机作为主要操纵能源，而以人体作为辅助和后备的操纵能源。

（一）人力式操纵机构

人力式操纵机构按所用传动装置的形式分，有机械式和液压式两种。

1. 机械式操纵机构

机械式操纵机构广泛应用于中、轻型以下各类汽车上，某些轿车也采用之。机械式操纵机构又分，杆系传动装置（如东风 EQ1090E 中型货车离合器）和绳索传动装置（如捷达轿车离合器，见图 4－2－24）。

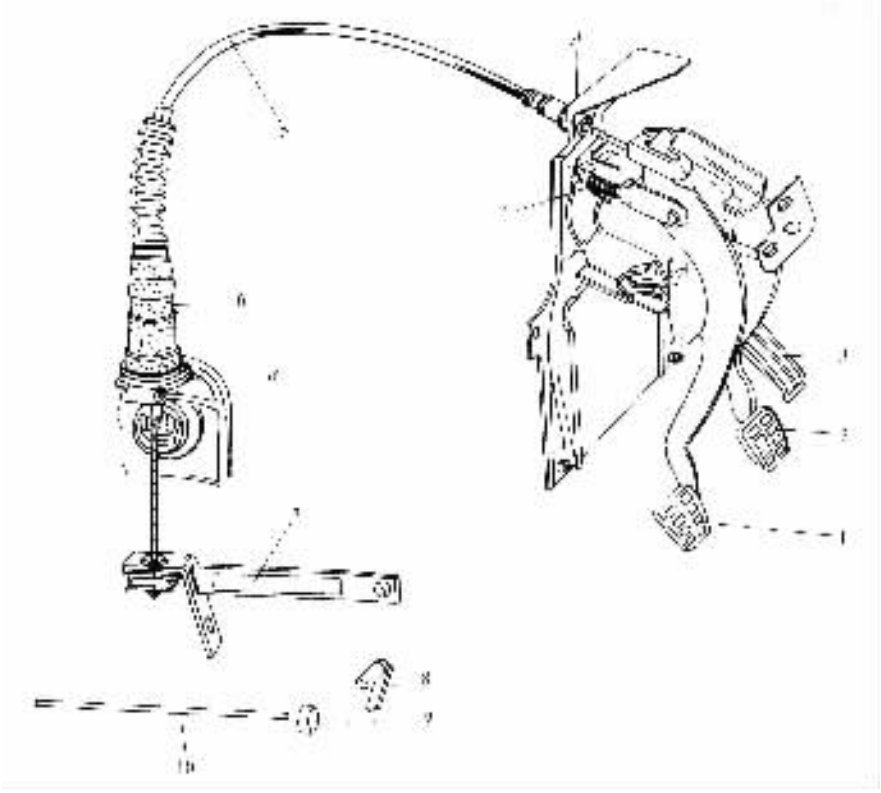


图 4－2－24 捷达轿车离合器的绳索式传动装置示意图

1－离合器踏板；2－制动踏板；3－助力速踏板；4－助力弹簧；5－绳索总成；6－绳索自动调整装置；7－离合器操纵臂；8－离合器分离臂；9－离合器分离轴承；10－离合器分离推杆

捷达轿车离合器的绳索式传动装置具有自动调整功能。当离合器摩擦片磨损后，从理论上讲绳索必须变长，而该调整装置是通过缩短波形护套 1，使绳索弧度变得较平滑，以适应绳

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

索伸长，从而达到了自动调整绳索长度之目的。其工作原理，如图 4－2－25 所示。

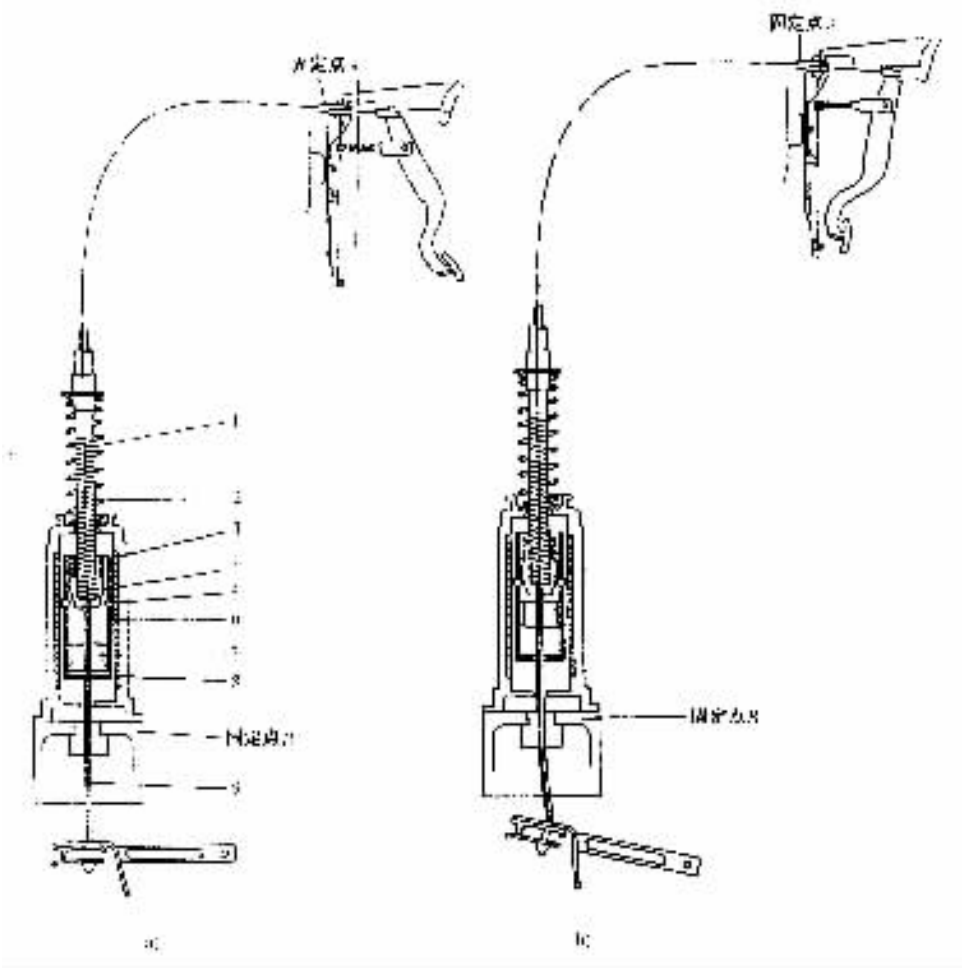


图 4－2－25　绳索式传动装置自动调整原理示意图

1－波形护套；2－波顿绳索弹簧；3－保持架弹簧；4－锁止锥块；5－锁球；6－锁球保持架；7－夹持块；8－缸筒；9－绳索

离合器处于正常接合位置时，绳索与波顿弹簧 2 的力相平衡，锁止锥块 4 与锁球 5 有间隙，调整装置处在未被锁止状态（图 4－2－25a）。当分离离合器时，由于踩下离合器踏板，绳索被拉紧，绳索试图在固定点 A 和 B 之间沿直线运动，而绳索波形护套的弧度阻碍这种运动趋势，致使弹簧压力增加，夹持块 7 随绳索上移，并带动锁球保持架 6 也上移，使得锁球 5 与锁止锥块的锥面接触，并使压力逐渐增加，最后使锁止锥块将锁球向外紧压在缸筒壁上。调整装置被锁止，这时绳索变成普通形式的绳索（图 4－2－25b）。当放松离合器踏板时，绳索回位向下运动，夹持块被拉到锁球保持架的底面与锁球保持架同时下移，锁球脱离锁止锥面，自动调整装置被松开，离合器恢复到接合位置。

当离合器从动盘摩擦片磨损变薄后，绳索在离合器初始的接合状态下，向下多移动一段距离，夹持块带动锁球保持架一同向下移动一段距离，锁球保持架弹簧 3 被压缩，迫使锁止锥块和与其相连接的波形护套向下运动，波顿绳索弹簧被压缩，使调整装置处在新的平衡位置，实

现了绳索长度的自动调整。

杆系传动装置中关节点多，因而摩擦损失较大，此外其工作会受到车身或车架变形的影响。在平头车，后置发动机汽车等离合器需要用远距离操纵时，合理布置杆系比较困难。绳索传动装置可消除上述缺点，它并有可能采用便于驾驶员操纵的吊挂式踏板。但是操纵索寿命较短，拉伸刚度较小，故最适用于轻型和微型汽车。机械式操纵机构结构较简单，制造成本低，故障少，但是其机械效率低，而且拉伸变形会导致踏板行程损失过大。

2. 液压式操纵机构

液压式操纵机构主要由主缸、工作缸及管路系统组成，如图 4－2－26 所示。液压操纵机构具有摩擦阻力小、质量小、布置方便、接合柔和等优点，并且不受车身车架变形的影响，因此应用较为广泛。北京 BJ2020、红旗 CA7220 型轿车等汽车的离合器均采用液压式操纵机构。

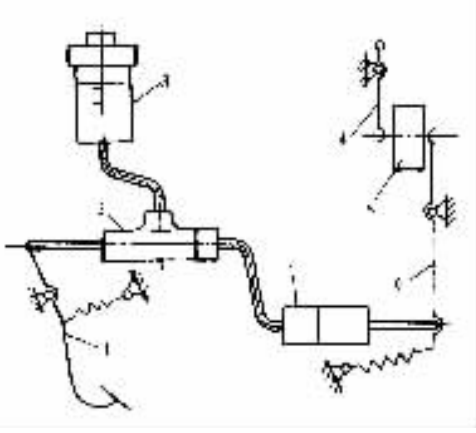


图 4－2－26 离合器液压式操纵机构示意图

1－踏板；2－主缸；3－储液室；4－分离杠杆；5－分离轴承；6－分离叉；7－工作缸

北京 BJ2020 汽车离合器的液压操纵机构如图 4－2－27 所示。在离合器踏板 21 与离合器分离叉 22 之间有主缸 11 与工作缸 16。主缸与工作缸用油管 12 连接。主缸推杆 7 写踏板 21 以偏心螺栓 6 相连。分离叉推杆加一端顶在分离叉的凹槽内，另一端伸入工作缸活塞内。

该车的离合器主缸与液压制动系中的制动主缸和储液室三者铸成一体。储液室与制动主缸共用。

红旗 CA7220 型汽车离合器的液压式操纵机构如图 4－2－28 所示，其结构与北京 BJ2020 型汽车离合器液压操纵机构基本相同，其不同之处是一汽红旗 CA7220 型汽车离合器液压操纵机构使用的是单独的储液罐 17。此外，在离合器踏板另一端，装有踏板助力复位总成 18，使离合器操纵更加轻便。

离合器主缸构造见图 4－2－29。图 4－2－29a）为北京 BJ2020 型汽车离合器主缸。主缸上部是储液室。主缸体借补偿孔，*A*、进油孔 *B* 与储油室相通。主缸体内装有活塞 3。活塞中部较细，使活塞右方的主缸内腔形成环形油室。活塞两端装有密封圈 2 与皮碗 5。活塞顶有沿圆周分布的六个小孔，复位弹簧 6 将皮碗 5、弹簧片 4 压向活塞，盖住小孔，形成单向阀，并把活塞推向最右位置，使皮碗位于补偿孔 A 与进油孔曰之间，两孔都开放。

工作缸的构造如图 4－2－30 所示。工作缸内装有活塞 4、皮碗 3 和限位块 2。为防止活塞自工作缸体内脱出，在缸体右端装有挡环 5。在缸体左端装有进油管接头 9 与放气螺钉 8。当管路内有空气存在而影响离合器操纵时，则可拧出放气螺钉 8 进行放气。

当踩下离合器踏板时，通过主缸推杆 1（图 4－2－29）使主缸活塞 3 向左移动，弹簧 6 被压缩。当皮碗 5 将补偿孔 *A* 关闭后，管路中油液受压，压力升高。在油压作用下，工作缸活塞 4（见图 4－2－30）被推向右移，并推动分离叉推杆，使分离叉转动，从而带动分离套筒、分离杠杆等使离合器分离。

北京 BJ2020 汽车离合器工作缸活塞直径为 24mm，主缸活塞直径为 22mm。由于前者略大于后者，故液压系统稍有增力作用，以补偿液流通道的压力损失。

当迅速放松离合器踏板时，复位弹簧 6（图 4－2－29）使主缸活塞较快右移，而由于油液在

机械类手机 www.jixie.com 免费下载

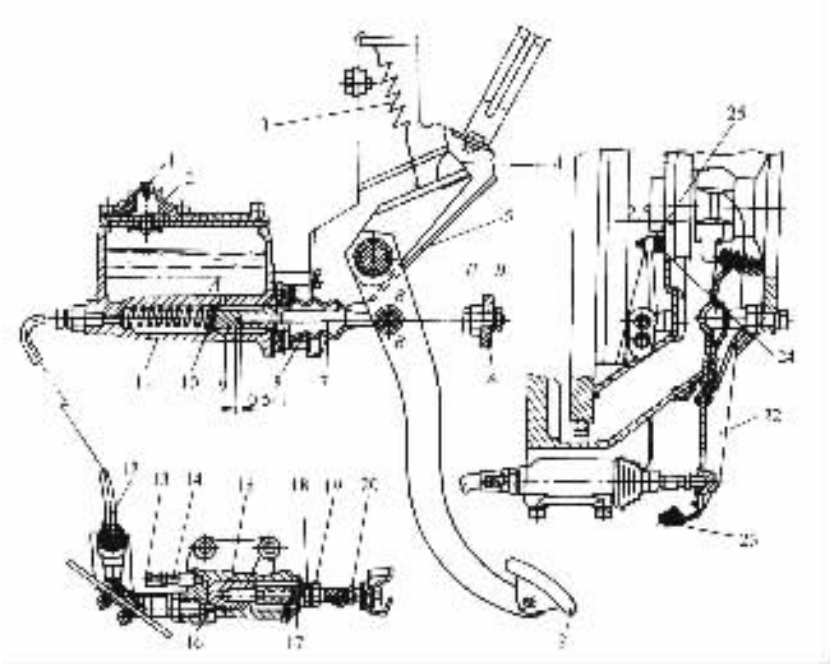


图 4－2－27　北京 BJ2020 型汽车离合器液压式操纵机构

1－主缸储液室通气孔；2－储液室螺塞；3－踏板复位弹簧；4－踏板限位块；5－踏板轴；6－偏心螺栓；7－主缸推杆；8－主缸防护罩；9－主缸活塞；10－主缸皮碗；11－主缸；12－油管；13－工作缸放气阀盖；14－工作缸放气阀；15－工作缸活塞；16－工作缸；17－工作缸防护罩；18－分离叉挺杆端头；19－锁止螺母；20－分离叉推杆；21－踏板；22－分离叉；23－分离叉复位弹簧；24、25－分离杠杆调整机构；A－主缸补偿孔

管路中流动有一定阻力，流动较慢，使活塞左面可能形成一定的真空度。在左右压力差作用下，少量油液经进油孔 B 推开弹簧片 4 和皮碗 5 形成的单向阀，由皮碗间隙中流到左面弥补真空。当原先已由主缸压到工作缸去的油液重又流回到主缸时，由于已有少量补偿油经单向阀流入，故总油量过多。这多余的油即从补偿孔 A 流回贮油室。当液压系统中因漏油；或因温度变化引起油液的容积变化时，则借补偿孔 A 适时地使整个油路中油量得到适当的增减，以保证正常油压和液压系统工作的可靠性。

3. 踏板助力装置

为了既减小所需离合器踏板力，又不致因传动装置的传动比过大而加大踏板行程，在一些中、重型货车上和某些轿车上采用了离合器踏板的助力装置。

图 4－2－31 所示为日产·TKL－20 型重型汽车离合器液压操纵机构中所采用的弹簧助力装置。助力弹簧 4 的两端分别挂在固定于支架 3 和三角板 6 上的两支承销上。三角板可以绕其轴销 5 转动。

当离合器踏板完全放松，离合器处于接合位置时，助力弹簧的轴线位于三角板销轴 5 的下方。当踩下踏板时，通过调整杆 2 推动三角板绕其轴销 5 逆时针转动。这时，助力弹簧的拉力对轴销的力矩实际上是阻碍踏板和三角板运动的反力矩。这个反力矩随着离合器踏板下移而减小。当三角板转到使弹簧轴线通过树销中心时，弹簧助力矩为零。踏板继续下移到使助力弹簧轴线位于三角板轴销的上方时，助力弹簧的拉力对三角板轴销的力矩方向便转为与踏板

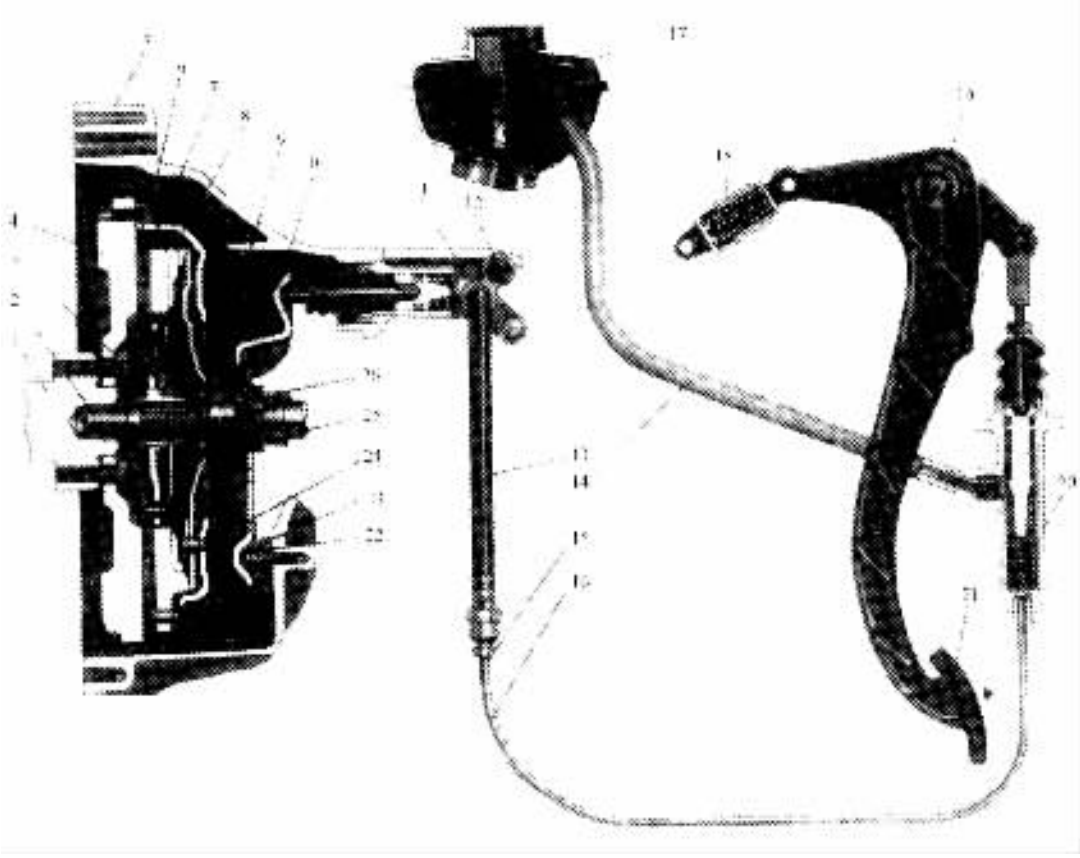


图 4－2－28 红旗 CA7220 型轿军离合器操纵机构

1－曲轴；2－滚针轴承；3－螺栓；4－飞轮；5－飞轮壳；6－内六角螺栓；7－离合器从动盘总成；8－离合器盖及压盘总成；9－离合器分离轴承；10－离合器分离叉；11－离合器分泵总成；12－通气阀总成；13－橡胶软管总成；14－进油管；15－油管接头；16－油管；17－储液罐总成；18－踏板助力复位总成；19－离合器踏板轴；20－离合器主缸总成；21－离合器踏板；22－球头螺栓；23－离合器分离叉座；24－弹簧卡；25－变速器第一轴；26－导向轴套

力对踏板轴的力矩方向一致，从而起到助力作用。在踏板处于最低位置时，这一助力作用最大。

图 4－2－32 所示为捷达轿车（装有 EA113 型 5 气门发动机）离合器的绳索操纵机构中所采用的弹簧助力装置。其工作原理与上述弹簧助力装置相同。但是，该结构中的助力弹簧 1 是压缩弹簧，弹簧的一端支承在固定支架的销轴 A 上，另一端支承在活动销轴 B 上。销轴 B 通过连杆与踏板轴 C 连接。

离合器处于接合状态时，销轴 B 的轴心 B 点位于，A、C 点连线的下方。当踩下离合器踏板 2 时，销轴 B 围绕踏板轴 C 转动，当 B 点转到 A、B、C 三点位于同一条直线上时，助力装置处在死点位置，助力弹簧不起作用。继续踩下离合器踏板时，销轴 B 转到销轴 A 与踏板轴 C 连线的上方，则处在压缩状态的助力弹簧推动离合器踏板绕踏板轴 C 顺时针转动，给踏板一个附加作用力，该作用力对踏板轴 C 的力矩方向与踏板力对踏板轴 C 的力矩方向一致，从而减轻了驾驶员对踏板的操纵力。

当驾驶员松开离合器踏板时，随着离合器踏板的回位，销轴 B 又转回到 A、C 连线的下方时，处于压缩状态的助力弹簧又推动离合器踏板绕踏板轴 C 逆时针转动，促使离合器踏板快

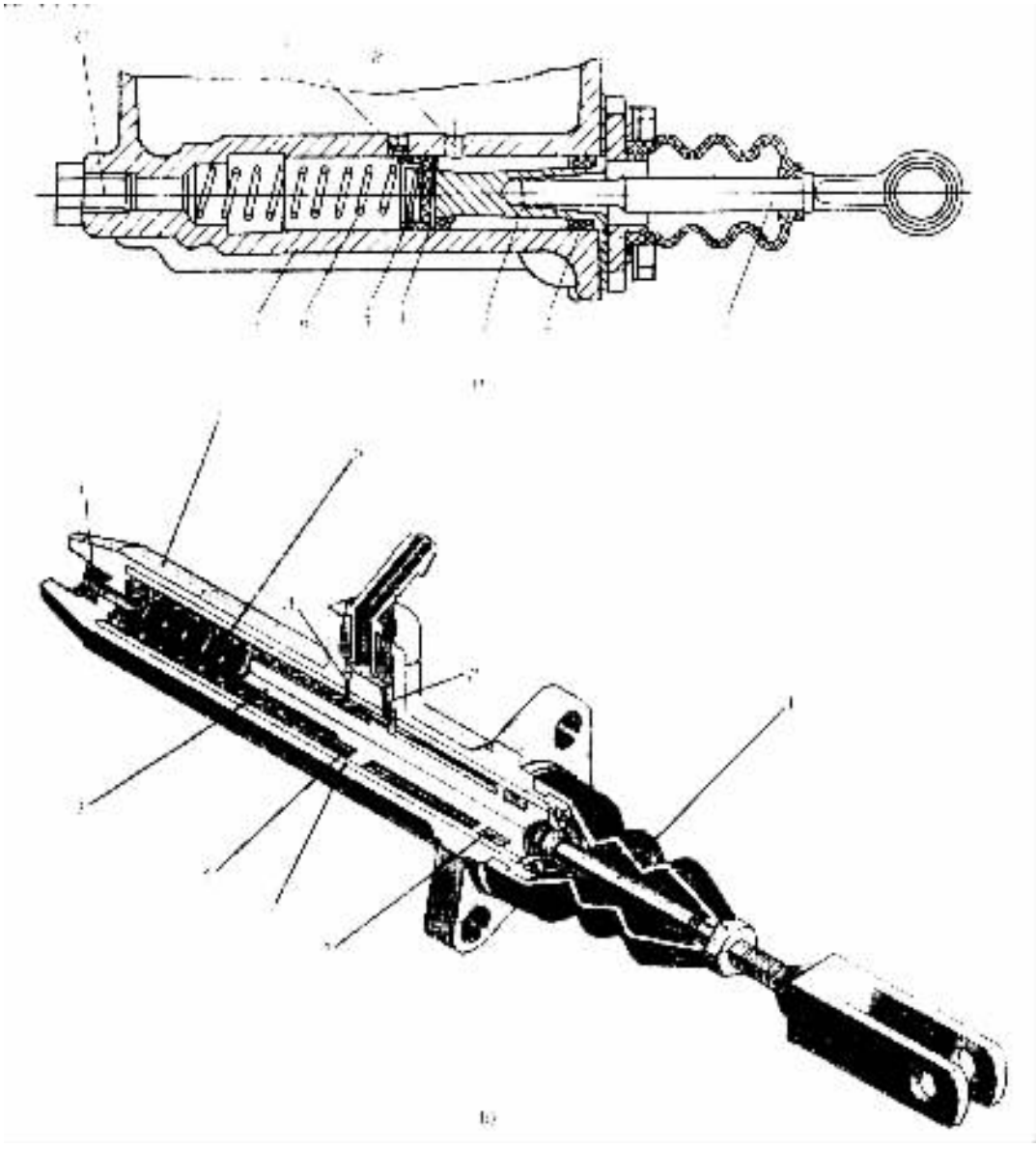


图 4－2－29　汽车离台器主缸

a)北京 BJ2020 型汽车离合器主缸；b)红旗 CA7220 型轿车离合器主缸

1－推杆；2－密封圈；3－活塞；4－活塞垫片；5－皮碗；6－活塞复位弹簧；7－主缸体

A－补偿孔；*B*－进油孔；*C*－出油口

速回位。

上述两种助力装置的助力弹簧的助力作用都存在由负变正的过程，这一过程是可以容许的，这是因为在离合器踏板的前段行程中，离合器压紧弹簧的压缩量和压缩力还不大，故所造成的踏板阻力与助力弹簧造成的踏板附加阻力的总和也在容许的范围内。在踏板的后段行程中，压紧弹簧压缩量和相应的作用力继续增加到最大值。在离合器彻底分离以后，为了变速器换档或制动，往往需要在一段时间内将踏板保持在这一最低位置，而这正是导致驾驶员疲劳的主要原因。所以，正是在后一段踏板行程中最需要助力。弹簧助力装置的助力效果不大，一般

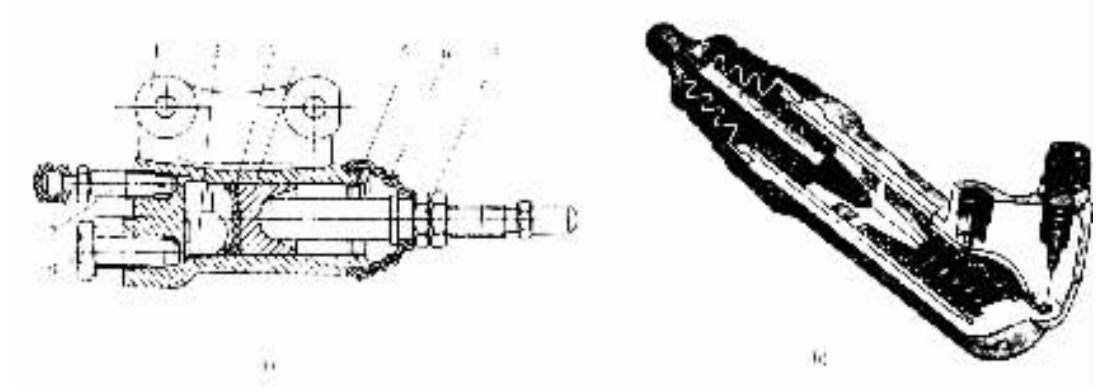


图 4－2－30 汽军离合器工作缸

a)北京 BJ2020 型汽车离合器工作缸；b)红旗 CA7220 型轿车离合器工作缸

1－工作缸体；2－活塞限位块；3－皮碗；4－活塞；5－挡环；

6－护罩；7－分离叉推杆总成；8－放气螺钉；9－进油管接头

只能降低踏板力 25%～30%，而且，助力弹簧在踏板后段行程中放出的能量，正是在踏板前段行程中驾驶员对它所作的功转化而成的。由此可见，弹簧式助力装置仍然属于人力操纵范畴。

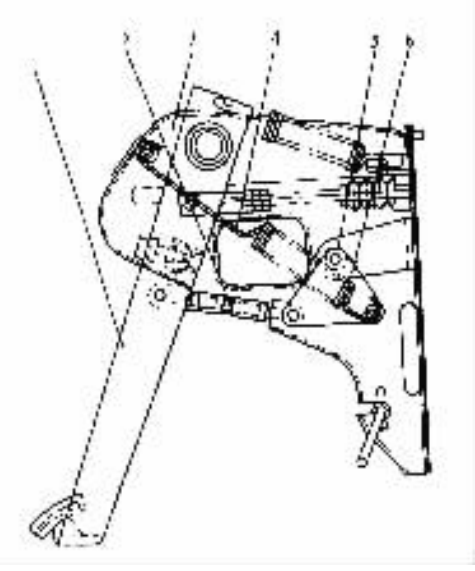


图 4－2－31 日产·TKL－20 型汽车离合器踏板的弹簧助力装置

1－踏板；2－调整杆；3－支架；

4－助力弹簧；5－三角板轴销；6－三角板

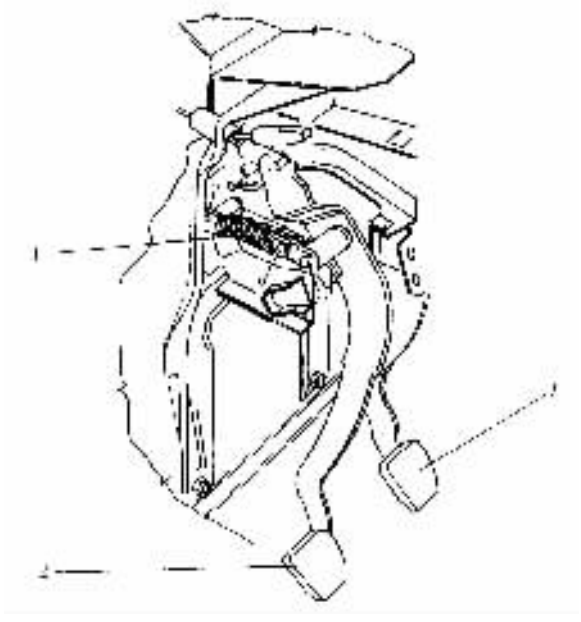


图 4－2－32 捷达轿车离合器踏板的弹簧助力装置

1－助力弹簧；2－离合器踏板；3－制动踏板；

A－固定支架销轴；B－活动销轴；C－离合器踏板轴

(二)气压助力式离合器操纵机构

气压助力式离合器操纵机构一般是利用由发动机带动的空气压缩机作为主要的操纵能源，驾驶员的肌体则作为辅助的和后备的操纵能源。包括空气压缩机、储气罐在内的一整套压缩空气源结构较复杂，质量也很大，故单为离合器操纵机构设置整套气源系统是不适宜的，一

般都是与汽车的气压制动系及其他气动设备共用一套压缩空气源。

气压助力装置可以装设在机械式操纵机构中，也可以装设在液压式操纵机构中。

为了使驾驶员能随时感知并控制离合器分离或接合的程度，气压助力装置的输出力必须与踏板力和踏板行程成一定的递增函数关系。此外，当气压助力系统失效时，应保证仍能借人力操纵离合器。

1. 气压助力式机械操纵机构

离合器采用气压助力式机械操纵机构的汽车有延安 SX2150、红岩原 CQ261 等型国产重型货车。红岩原 CQ261 重型越野汽车离合器的气压助力式机械操纵机构如图 4－2－33 所示。其中的气压助力系统主要由控制阀 4 和助力气缸 8 及气压管路组成。

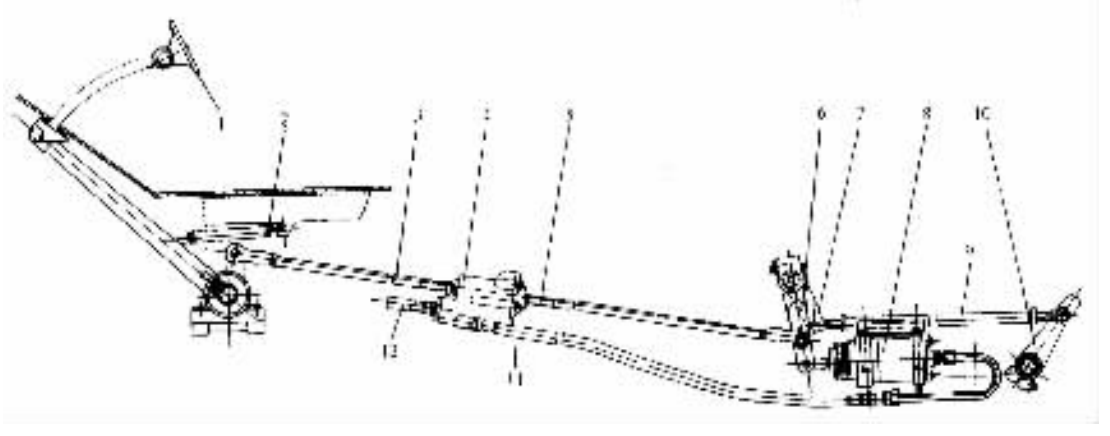


图 4－2－33　红岩原 CQ261 型越野汽车离合器的操纵机构

1－踏板机构；2－踏板复位弹簧；3－第一拉杆；4－控制阀；5－第二拉杆；
6－中间轴外臂；7－中间轴内臂；8－助力气缸；9－第三拉杆；
10－分离叉臂；11－控制阀至助力气缸的软管；12－进气管

驾驶员施于踏板上的力（踏板力）通过踏板机构放大，并经第一拉杆 3 输入气压系统的控制阀 4 后，一部分作为分离离合器的作用力，直接由第二拉杆 5 输出，经中间轴臂 6 和 7、第三拉杆 9 传给离合器分离叉臂 10，另一部分则作为对控制阀施加的控制力，使气源中的压缩空气经进气管 12 输入控制阀，并将其压力调节到一定值，然后由管道 11 输送到助力气缸 8。助力气缸的输出力也作用在中间轴外臂 6 上，其对中间轴造成的力矩与第二拉杆 5 加于中间轴的力矩同向，因而起到助力作用。踏板力撤除后，助力气缸中的压缩空气即通过控制阀排入大气，于是助力作用消失。

控制阀除了起气开关的作用以外，还应控制输入助力气缸的气压，使之与踏板力和踏板行程成递增函数关系。

助力气缸的构造见图 4－2－34。橡胶皮碗 7 用螺钉 9 及垫圈 10 固定于活塞 13 上，以密封助力气缸的工作腔（右腔）。支承于气缸体 4 前端的导向管 15 与活塞焊接。浸油毛毡圈 12 及 16 分别用来润滑导管外表面及缸体内壁。

助力气缸不工作时，其工作腔通过孔口 A 经控制阀与大气相通。活塞在复位弹簧 3 作用下处于图示的右极限位置，推杆 5 的后端球面与活塞的内球面之间有 0.5mm 的间隙，借以使离合器保持完全接合。当压缩空气自控制阀经孔口 A 进入气缸时，活塞即在气压作用下左移消除上述间隙后，即通过推杆 5 和连接叉 1 使离合器操纵机构的中间轴外臂偏转，以分离离合

器(图 4－2－33)。

控制阀的构造如图 4－2－35 所示。此控制阀是原红岩 CQ261 型与延安 SX2150 型汽车离合器通用的控制阀。

控制阀的端盖 12 借螺纹与操纵机构的第二拉杆 10 连接,支承在阀体内并能轴向移动的联动杆 4 与操纵机构第一拉杆 1 也用螺纹连接。这样,整个控制阀就悬置在第一与第二两拉杆之间,并可相对于二者作轴向移动。联动杆 4 后端的切槽与控制杠杆 8 借联动杆销 9 作铰链连接。控制杠杆的上端借轴销 7 铰接于控制阀体 6 上。

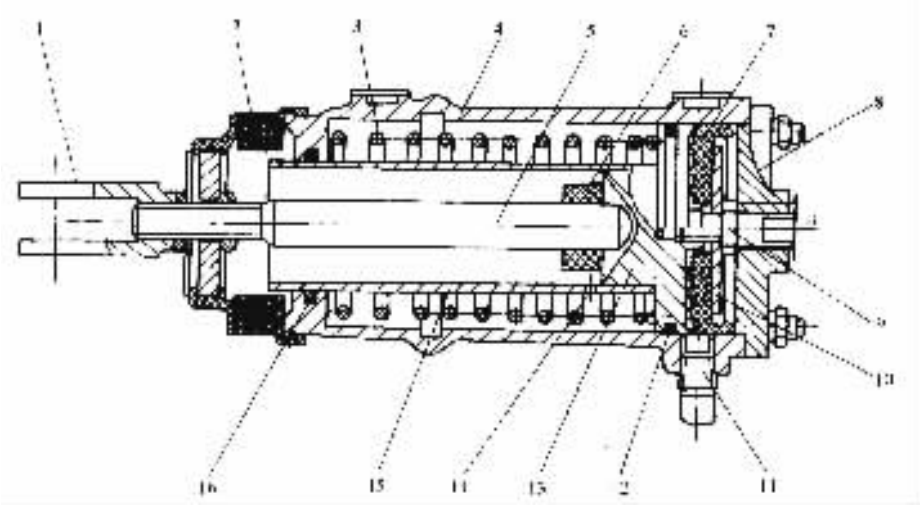


图 4－2－34 助力气缸

1－连接叉;2－防尘罩;3－活塞复位弹簧;4－气缸体;5－推杆;
6－橡胶导向块;7－橡胶皮碗;8－端盖;9－螺钉;10－垫圈;11－螺塞;
12－密封毡圈;13－活塞;14－通气孔;15－活塞导向管;16－密封毡圈

空心的活塞 14 前端杆部的端面即为排气阀座,其中部的环形切槽与阀体上的排气口 C 的位置相对,并借四个径向通孔与活塞内腔相通。

进气口 A 用进气管与压缩空气源连接,而进气阀座 18 与活塞之间的气腔 D 则与出气口 B 连通。阀门 20 在弹簧 21 的作用下压紧在进气阀座 18 上。为使阀门能在进气阀座内轴向移动而不倾斜,又保留气流通道,阀门的外轮廓略呈三角形,其外径与阀座配合。

离合器处于接合状态时,控制阀不工作,其中各运动零件的位置即如图所示。在复位弹簧 5 的作用下,联动杆 4 将控制杠杆 8 的下端推靠在调整螺钉 11 上。活塞 14 则在复位弹簧 16 作用下通过其盖 13 紧靠着控制杠杆下端的圆弧面。于是,进气阀关闭,排气阀开启。此时,活塞前端的排气阀座与阀门 20 之间应有 1.0～2.0mm 的间隙。这可通过旋动调整螺钉 11 来达到。与出气口 B 相通的助力气缸工作腔经开启的排气阀及排气口 C 与大气相通,即助力气缸也处于不工作位置。

离合器分离过程起始时(刚踩下离合器踏板时),控制阀将作为一整体随同第一拉杆 1,并带动第二拉杆 10 一起前移,直至离合器的踏板自由行程结束为止。

离合器踏板继续下移,第一拉杆 1 将连同联动杆 4 随之前移。但此时由于离合器压紧弹簧的预紧力的阻碍,控制阀体 61 和第二拉杆 10 却暂时停止不动。联动杆便压缩复位弹簧 5,带动控制杠杆 8 以阀体上的杠杆轴销 7 为支点而顺时针方向偏转,并推动活塞 14 前移。先是

机械分享网 www.jixie365.com 免费下载

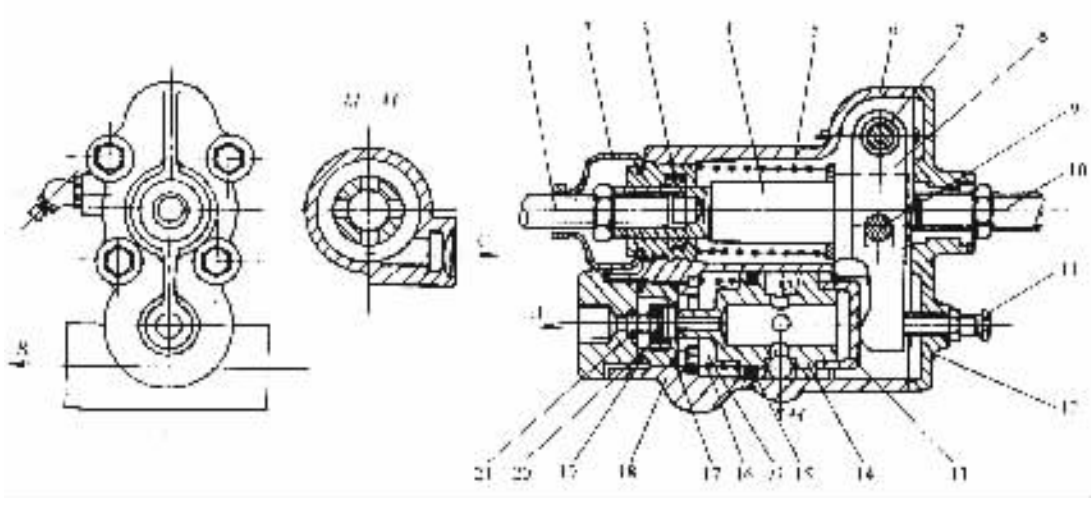


图 4－2－35　红岩原 CQ261 型汽车离合器操纵机构的控制阀

A－进气口；B－出气口；C－排气口；D－反作用腔(气腔)

1－操纵机构第一拉杆；2－防尘罩；3－油封；4－联动杆；5－联动杆复位弹簧；6－控制阀体；7－杠杆轴销；8－控制杠杆；9－联动杆销；10－操纵机构第二拉杆；11－调整螺钉；12－端盖；13－活塞盖；14－活塞；15－活动 O 形圈；16－活塞复位弹簧；17、19－固定 O 形圈；18－进气阀座；20－阀门；21－阀门弹簧

其前端的排气阀座与阀门 20 接触，即将排气阀关闭，继而将阀门推离进气阀座，即使进气阀开启。于是，压缩空气即经进气口 *A* 进入阀内的气腔 *D*，再由出气口 *B* 输入助力气缸。助力气缸输出力与经由操纵机构第二拉杆传来的踏板机构作用力一同作用在中间轴外臂上，对中间轴形成力矩，借以推动离合器分离叉，使离合器分离。

放松离合器踏板时，复位弹簧 5 伸张，使联动杆后移，解除控制杠杆对活塞的作用力，活塞及阀门便分别在弹簧 16 和 21 的作用下后退，先关闭进气阀，然后活塞前端的排气阀座离开阀门，亦即使排气阀开启。于是，助力气缸内的压缩空气便经出气口 *B* 流回控制阀，通过活塞的内腔和环形切槽，由控制阀体上的排气口 *C* 排入大气。助力作用的消失，使离合器得以在压紧弹簧作用下重新接合。

如上所述，在离合器踏板的自由行程结束，有效行程开始后，由于联动杆随前拉杆继续前移，而阀体和轴销 7 则受中拉杆的牵制而暂时不动，才引起控制杠杆和活塞的运动，使得排气阀关闭，进气阀开启。如果驾驶员使踏板保持在有效行程中某一位置不动，则联动杆也就此停止移动。此时由于进气阀仍开启，压缩空气输入助力气缸，助力气缸输出力一方面通过第三拉杆 9(图 4－2－33)使分离叉臂 10 转动，使离合器分离，一方面通过第二拉杆 5 推动控制阀体前移。这样，在联动杆 4(图 4－2－35)和销 9 不动的情况下，控制杠杆 8 便以销 9 为支点逆时针偏转，活塞 14 和阀门 20 便在复位弹簧作用下后够，直到进气阀关闭为止。进气过程即告结束。这时，因为进气阀已关闭而排气阀也未开启，*D* 腔中和助力气缸内的气压就此保持稳定。助力气缸输出力的作用和离合器压紧弹簧力的作用处于相对平衡状态，从而离合器压盘相对飞轮的位移量也保持在一定值。与此同时，与助力气缸气压相等的控制阀 *D* 腔(反作用腔)内的气压对活塞的作用力，通过控制杠杆、联动杆和第一拉杆传到踏板，力图使踏板回升。故驾驶员如欲保持踏板不动，必须施加足以平衡上述反力的踏板力。

若欲进一步分离离合器，即使压盘与飞轮之间的距离更大一些，驾驶员必须克服已有的踏

板反力，进一步踏下踏板，以使活塞再度相对阀体前移而重新开启进气阀。于是，助力气缸被进一步充气，直至进气阀再度关闭而达到新的平衡状态为止。此时，所需的踏板力及助力气缸中稳定的气压值都比先前大一些。

反之，驾驶员若减小踏板力，让踏板回升一定距离，则控制阀活塞相应后移，使排气阀开启，控制阀 D 腔和助力气缸内的压力因放气而逐渐降低。于是，在离合器压紧弹簧作用下，压盘逐渐移近飞轮，同时控制阀体也随第二拉杆逐渐后移。结果，控制杠杆顺时针偏转，而逐渐减小排气阀座与阀门之间的间隙，直到排气阀完全关闭，整个系统达到一个新的平衡状态为止。显然，在新的平衡状态下，助力气缸和控制阀反作用腔 D 内的稳定气压，从而所保持的压盘与飞轮间的距离以及所需的踏板力均较原先为小。因此，只要踏板力和踏板行程减小的过程进行得较缓慢，就可以实现离合器的柔和接合。

当气压助力系统失效时，仍可依靠人力操纵离合器，因为只要将踏板行程增加一些，便可使控制阀活塞前移到与阀体接触，从而带动阀体和阀后的一系列杆件运动。但这时所需的踏板力将大为增加。

2. 气压助力式液压操纵机构

黄河 JN1181C13 型汽车离合器的气压助力式液压操纵机构见图 4－2－36。该机构主要部件是液压主缸Ⅰ和气压助力液压工作缸Ⅱ。气压助力液压工作缸是一个将液压工作缸，助力气缸和气压控制阀三者组合在一起的部件，其中的控制阀本身又受控于液压主缸的压力。

JN1181C13 汽车的离合器主缸与图 4－2－29 所示的主缸相比，其特点是没有补偿孔，而设置了进油阀 6。主缸活塞 3 的中部切有通槽，限位螺钉 7 穿过通槽旋装在缸体上。主缸不工作时空心的进油阀以其尾端支靠在螺钉 7 上，使阀保持开启，工作油液可从贮油室 4 经进油孔、活塞切槽和阀杆中的通道流入并充满主缸压力腔。踩下离合器踏板时，活塞 3 右移，而进油阀则在弹簧作用下保持不动。到进油阀关闭后，活塞便进入有效行程。压力腔中的压力油沿油管 8 流入气压助力液压工作缸Ⅱ。

气压助力液压工作缸的左半部是借气管与储气罐Ⅲ相连的气压控制阀，右半部是液压工作缸和助力气室。自主缸来的压力油进入液压工作缸压力腔 A，一方面作为工作压力作用在液压工作缸活塞 18 上，另一方面又作为控制压力，通过液压控制活塞 20，推使气压控制活塞 11 左移，气压控制活塞 11 中心的排气孔道经排气口 E 通大气。其杆部端面即是排气阀座工作表面。在活塞左移过程中，首先关闭排气阀，然后顶开气阀门 10。储气罐Ⅲ中的压缩空气便通过气阀门进入控制阀反作用腔 D，并由此经气道 C 充入助力气缸压力腔 B。B 腔气压对气压助力活塞的作用力通过弹簧座 19 也作用在液压工作缸活塞 18 上。活塞 18 所受到的主缸液压作用力和助力气室的作用力的合力通过推杆 17 传到离合器分离叉，使之偏转以分离离合器。

随着活塞 18 右移，液压工作缸压力腔 A 容积便增大而使其中液压瞬时降低，因而同时液压控制活塞 11 也立即右移以资补偿。活塞 11 右移到进气阀关闭时，整个系统便达到平衡状态。所保持的助力气缸和反作用腔 D 的稳定气压值，从而整个气压助力液压工作缸的输出力，与所需的踏板力都与踏板行程成递增函数关系。在踏板回升过程（即离合器接合过程）中，也同样存在着这样的关系。

如果气压助力系统失效，驾驶员只要将离合器踏板行程稍微加大，以增加进入液压工作缸的油量，消除气压控制活塞与进气阀座之间的间隙后，便可加大踏板力，以建立足够的液压，直接推动液压工作缸活塞及其推杆右移，使离合器分离。

书海学习网 www.bookxx.com 免费下载

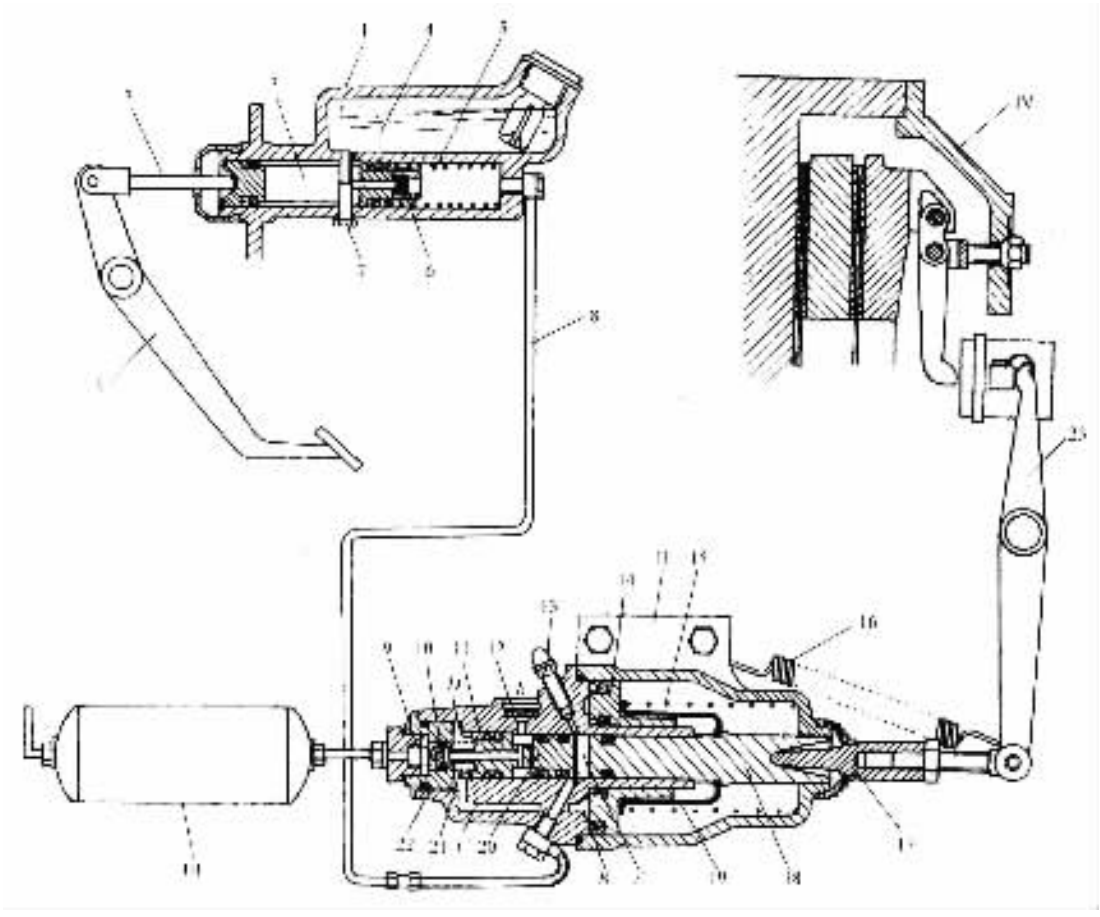


图 4－2－36　黄河 JN1181C13 型汽车离合器的气压助力武液压操纵机构示意图

Ⅰ－液压主缸；Ⅱ－气压助力液压工作缸；Ⅲ－储气罐；Ⅳ－离合器

1－踏合器踏板；2－主缸推杆；3－主缸活塞；4－储液室；5－主缸活塞复位弹簧；6－进油阀；7－限位螺钉；8－油管；9－气阀门弹簧；10－气阀门；11. 气压控制活塞；12－排气滤清器；13－放气螺钉；14－气压助力活塞；15－气压助力活塞复位弹簧；16－分离叉复化弹簧；17－液压工作缸推杆；18－液压工作缸活塞；19－弹簧座；20－液压控制活塞；21－气压控制活塞复位弹簧；22－进气阀座；23－离合器分离叉

A－液压工作缸压力腔；B－助力气室雎力腔；C－气道；D－控制阀反作用腔；E－排气口

第二节　离合器基本参数的确定

摩擦片或从动盘的外径是离合器的重要参数，它对离合器的轮廓尺寸有决定性的影响，并根据离合器能全部传递发动机的最大转矩来选择。为了能可靠地传递发动机最大转矩 $T_{e\,max}$，离合器的静摩擦力矩 T_c 应大于发动机最大转矩 $T_{e\,max}$，而离合器传递的摩擦力矩 T_c 又决定于其摩擦面数 Z、摩擦系数 f、作用在摩擦面上的总压紧力 $P_{\sum}$ 与摩擦片平均摩擦半径 R_m，即

$$T_c = \beta T_{e\,max} = ZfP_{\sum}R_m \qquad N\cdot m \qquad (4-2-1)$$

式中　β——离合器的后备系数，见表 4－2－1。选择时应考虑摩擦片磨损后仍能传递 $T_{e\,max}$ 及避免起步时滑磨时间过长；同时应考虑防止传动系过载及操纵轻便等。

f——摩擦系数，计算时一般取 0.25～0.30。

表 4－2－1 离合器的后备系数 β

车　　型	轿车，轻型货车	中、重型货车	越野汽车、牵引车、重型带拖挂车
后备系数 β	1.30～1.75	1.60～2.25	2.0～3.5

摩擦片平均摩擦半径 R_m（当压力均布时）为

$$R_m = \frac{1}{3}\frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} = \frac{2}{3}\frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} \tag{4-2-2}$$

式中　D——摩擦片外径，$D = 2R$；

d——摩擦片内径，$d = 2r$。

当 $d/D \geqslant 0.6$ 时，R_m 可足够精确地由下式求得：

$$R_m = \frac{D + d}{4} = \frac{R + r}{2} \tag{4-2-3}$$

设 p_0 为摩擦表面所承受的单位面积上的压力，则单元摩擦面积 dS（见图 4－2－37）上产生的单元摩擦力为

$$dF = fp_0 dS = fp_0 \rho d\rho d\alpha$$

而单元摩擦力矩为

$$dT = fp_0 \rho^2 d\rho d\alpha$$

整个摩擦片上产生的摩擦力矩则为

$$T = fp_0 \int_r^R \int_0^{2\pi} \rho^2 d\rho d\alpha = 2\pi fp_0 \frac{R^3 - r^3}{3}$$

而单位压力为

$$p_0 = \frac{P_\Sigma}{\pi(R_2 - r_2)} \tag{4-2-4}$$

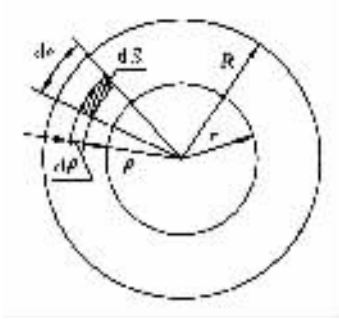


图 4－2－37 摩擦片上的单元摩擦面积

对于具有 Z 对摩擦表面的离合器，其摩擦力矩则为

$$T_c = ZT = Z\left(2\pi fp_0 \frac{R_3 - r_3}{3}\right) \tag{4-2-5}$$

再将式（4－2－4）代入上式，得

$$T_c = ZfP\Sigma\left(\frac{2}{3}\cdot\frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2}\right) \tag{4-2-6}$$

此式就是式（4－2－2）代入式（4－2－1）的结果。也可以说，式（4－3－2）就是这样求得的。

离合器应按转矩容量及热容量设计，摩擦片或从动片外径 D 是其基本尺寸，它关系到结构尺寸及质量的大小和使用寿命的长短。设计时通常首先确定 D 值。

决定离合器轮廓尺寸及其摩擦表面耐磨性的因素之一是作用在其摩擦表面上的单位面积压力 p_0。现根据式（4－2－5）及式（4－2－1）有

$$T_c = \frac{2}{3}\pi fzp_0(R^3 - r^3) = \frac{\pi fz}{12}p_0 D^3\left(1 - \frac{d^3}{D^3}\right) = \beta T_{e\,max} \tag{4-2-7}$$

通常取 $r = (0.55 \sim 0.65)R$，若以 $r \approx 0.6R$ 代入上式，经整理则可得到摩擦片或从动片外径：

$$D = 2R = 2.5\sqrt[3]{\beta T_{e\,max}/\pi fzp_0} \tag{4-2-8}$$

当发动机的最大转矩 $T_{e\,max}$。已知，离合器的结构型式和摩擦片材料已定，z 和 f 便已定，上式便成了离合器的 D，β，p_0 三参数的关系式。选好 β 及 p_0，则摩擦片尺寸即可确定。对于

机械力学网 www.bzlxx.com 免费下载

石棉基摩擦材料，通常取 $p_0 = 0.15 \sim 0.25\text{MPa}$，且较小值用于发动机后备功率较小、离合器使用频繁的汽车，装载质量大或在坏路面上行驶的汽车。当摩擦片外径较大时，为降低其外缘处的热负荷，也应降低 p_0 值。轿车可取 0.18～0.28MPa；货车为 0.14～0.23MPa；城市公共汽车：一般单片取 0.13MPa，大的双片取 0.1MPa。粉末冶金摩擦片的 p_0 可取 0.35～0.50MPa；金属陶瓷材料允许超过 0.70MPa，甚至可达 1.5～2.0MPa。选择 β 时应考虑到：为了能可靠地传递发动机最大转矩及防止过长时间的滑磨，β 应取较大值；为了防止传动系过载、保证操纵轻便以及使离合器尺寸不致过大，β 应取较小值。当发动机后备功率大，使用条件好，离合器压盘的压力在使用中可调整或变化不大时，β 可选小些；当使用条件恶劣，需要拖带挂车以及为了提高起步能力、减少滑磨时，β 可取大些。

离合器摩擦片外径 D(mm)也可参照表 4－2－2 或按经验公式

$$D = 100\sqrt{\frac{T_{e\,max}}{A}} \tag{4-2-9}$$

根据 $T_{e\,max}$ 初选。

式中　$T_{e\,max}$——发动机最大转矩，N·m；

A——系数，轿车取 47；货车：单片离合器取 30～40，双片取 45～55；自卸汽车、使用条件恶劣的货车取 19。

表 4－2－2　离合器尺寸选择参数表

摩擦片外径 D/mm		发动机最大转矩 $T_{e\,max}$/N·m		
单片离合器	双片离合器	重 负 荷	中等负荷	极 限 值
225	—	130	150	170
250	—	170	200	230
280	—	240	280	320
300	—	260	310	360
325	—	320	380	450
350	—	410	480	550
380	—	510	600	700
410	—	620	720	830
430	350	680	800	930
450	380	820	950	1100
—	410	980	1150	1320

所选的尺寸 D 应符合有关标准(JB1457—74)的规定。表 4－2－3 给出了离合器摩擦片的尺寸系列和参数。另外，所选的 D 应符合其最大圆周速度不超过 65～70m/s 的要求，且重型汽车不应超过 50m/s。

表 4－2－3 离合器摩擦片尺寸系列和参数

外径 D/mm	内径 d/mm	厚度 h/mm	内外径之比 d/D	单面面积 F/mm^2
160	110	3.2	0.687	10600
180	125	3.5	0.694	13200
200	140	3.5	0.700	16000
225	150	3.5	0.667	22100
250	155	3.5	0.620	30200
280	165	3.5	0.589	40200
300	175	3.5	0.583	46600
325	190	3.5	0.585	54600
350	195	4	0.557	67800
380	205	4	0.540	72900
405	220	4	0.543	90800
430	230	4	0.535	103700

为了便于布置扭转减振器，要求加大内径，从而加大了内、外径之比值。此比值的增大也有利于离合器的散热和减小摩擦片内外缘滑磨速度差。但过多地增大此比值会使摩擦面积减小，影响传递转矩的能力。一般来说对高速发动机此比值应取大些。

第三节 摩擦离合器的滑磨及其热工况

离合器除了要传递发动机的最大转矩和变速器换档时通过它来切断动力传递外，还要保证汽车能平稳起步和防止传动系过载。后两条功能是通过离合器主、从动部分的滑磨来实现的。因此，滑磨是离合器工作中的一项很重要的特性。离合器滑磨的结果，不仅会使摩擦片磨损，而且会引起压盘、飞轮等零件升温。而摩擦表面温度的过分升高将加剧摩擦片的磨损，降低摩擦系数及离合器的使用寿命。试验表明，摩擦表面的温度由 20℃升至 100℃时，摩擦片的磨损将增加一倍。离合器在起步过程中的滑磨过程长、比换档时严重得多。而在汽车使用中，在交通繁忙的城市内，起步次数相当频繁，如果再加上换档时对离合器的使用，则离合器的接合次数相当频繁，滑磨相当严重。离合器滑磨的严重程度常用滑磨功的大小来衡量。离合器的滑磨功是指离合器接合过程中有多少机械能变成热能。离合器的滑磨功愈大，则零件的温升和磨损也会愈严重。滑磨功的大小表征了离合器摩擦表面磨损的严重程度。而滑磨功的大小除与离合器本身的结构及参数有关外，还与其使用情况有关。例如汽车起步时离合器的滑磨功较大，在坏路面上起步时滑磨功则更大，而在行驶中换档时滑磨功则较小。

图 4－2－38 给出的是汽车起步时的工作过程。

在汽车起步前，首先要踩下离合器踏板使离合器主、从动部门分离，再挂变速器低档。这时，离合器主动部分的角速度与发动机一致，为图中的 ω_{e0}点；从动部分经传动系与车轮相连，其角速度为零。起步时司机逐渐放松离合器踏板并逐渐踏下油门踏板。这时，可将离合器的接合过程分成两个阶段：

第一阶段：时间从 0 到 t_a（见图 4－2－38 中的 A 点），由于 T_c（作用在从动部分上的摩擦

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

力矩)小于 T_ψ(换算到离合器从动部分上的汽车阻力矩),故从动部分的角速度 ω_c 仍为零,汽车不动,但离合器开始滑磨。

第二阶段:时间从 t_a 到 t_s,此时由于 T_c 大于 T_ψ,汽车开始起步,从动部分的角速度 ω_c 迅速上升,而发动机的角速度 ω_c 由开始上升到 B 点后变为迅速下降,到 t_s 时刻(S 点),主、从动部分的角速度达到一致时,离合器的滑磨停止,其整个接合过程结束。t_s 为滑磨时间。

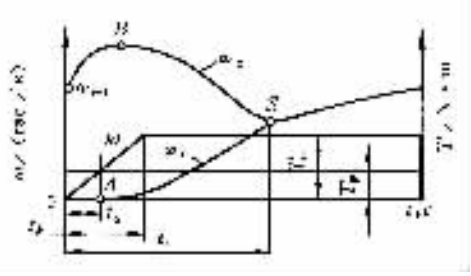


图 4－2－38　汽车起步时离合器的工作过程简图

换算到离合器从动部分上的汽车阻力矩为

$$T_\psi = (m_a + m_t)\, g\psi r_r / (i_T \eta_T) \tag{4-2-10}$$

式中　m_a——汽车总质量;

m_t——挂车总质量;

r_r——车轮的滚动半径;

ψ——汽车的行驶阻力系数,取 $\psi = 0.10$;

i_T——传动系的传动比;

η_T——传动系的传动效率;

g——重力加速度。

如图 4－2－38 所示,在离合器接合过程的 t_k 时间内,T_c 几乎与接合时间成正比地增长,即 $T_c = kt$,系数 k 表征离合器的接合速度。

图 4－2－39 为研究汽车起步时离合器接合过程的力学模型。其中 J_e 为发动机旋转部分(主要是飞轮)和离合器主动部分的总转动惯量;J_a 为汽车及挂车的总平移质量换算到离合器从动轴上的转动惯量(这里忽略了自离合器从动盘至驱动车轮间全部旋转件的转动惯量)。

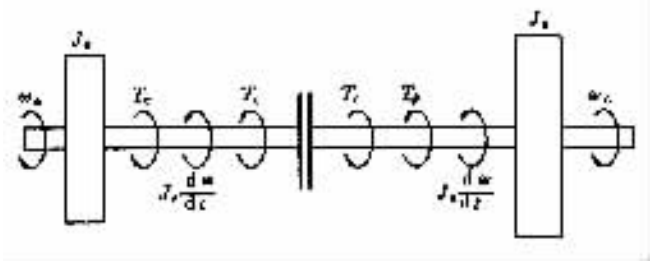


图 4－2－39　摩擦离合器接合过程的力学模型

为了确定滑磨功,先建立力学模型所示系统质量运动的微分方程:

$$\left.\begin{aligned} T_e - J_e \frac{d\omega}{dt} &= T_c \\ T_c = J_a \frac{d\omega}{dt} &+ T_\psi \end{aligned}\right\} \tag{4-2-11}$$

其中 J_a 可由下式确定:

$$\frac{J_a \omega_c^2}{2} = (m_a + m_t)\frac{v_a^2}{2}$$

而离合器从动部分的角速度 ω_c 为

$$\omega_c = \frac{v_a}{r_r} i_T \tag{4-2-12}$$

所以得

$$J_a = (m_a + m_l)\frac{r_r^2}{i_T^2} \tag{4-2-13}$$

滑磨功为

$$L = \int_0^{\alpha} T_c d\alpha$$

式中 α——离合器滑磨角。

而 $d\alpha = (\omega_e - \omega_c)\, dt$

故有

$$L = \int_0^{t_s} T_c(\omega_e - \omega_c)\, dt \tag{4-2-14}$$

相对于 ω_e 和 ω_c 求解这些方程的困难在于 T_e，T_c 和 T_ψ 都是随时间变化的、非线性的。例如发动机转矩 T_e 与其转速有关；离合器摩擦力矩 T_c 与接合速度、摩擦系数、摩擦表面的温度等有关。为了相对地评价离合器结构，先不考虑司机驾驶技能的影响，并假设离合器为瞬间接合及起步时离合器的摩擦力矩 T_c 为常量。为了简化问题并求解式(4-2-11)的微分方程，也假设在离合器滑磨过程中 T_e 及 T_ψ 亦为常量。则可由求解式(4-2-11)得出系统的主、从动部分的角速度 ω_e 及 ω_c 随时间 t 的变化而变化的表达式。即对于式(4-2-11)；

先求解主动部分：

$$\left.\begin{aligned} &\int_0^t (T_e - T_c)\, dt = \int_{\omega_{e0}}^{\omega_e} J_e d\omega \\ &(T_e - T_c)t = J_e(\omega_e - \omega_{e0}) \\ &\omega_e = \omega_{e0} + \frac{T_e - T_c}{J_e} t \end{aligned}\right\} \tag{4-2-15}$$

对于从动部分：

$$\left.\begin{aligned} &\int_0^t (T_c - T_\psi)\, dt = \int_{\omega_{e0}}^{\omega_c} J_a d\omega \\ &(T_c - T_\psi)t = J_a \omega_c \\ &\omega_c = \frac{T_c - T_\psi}{J_a} t \end{aligned}\right\} \tag{4-2-16}$$

当 ω_e 与 ω_c 的值达到完全一致时滑磨过程完毕。因此，使式(4-2-15)中的 ω_e 等于式(4-2-16)中的 ω_c，则可求出滑磨时间为

$$t_s = \frac{J_a J_e \omega_{e0}}{J_e(T_c - T_\psi) - J_a(T_e - T_c)} \tag{4-2-17}$$

在上述假设条件下，系统主、从动部金毁角速度将与时间 t 成线性关系(见图 4-2-40)。

式(4-2-14)的积分相当于图 4-2-40 中所示的三角形△OSD 的面积，该面积的大小相当于滑磨角的值。因此，滑磨功可表达为

$$L = T_c \omega_{e0} t_s / 2 \tag{4-2-18}$$

式中 t_s——离合器的滑磨时间；

ω_{e0}——汽车开始起步时离合器主动部分的初始角速度(见图 4-2-38)。$\omega_{e0} = \pi n_{e0}/30$，

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

其中 n_{e0}为对应于 ω_{e0}的发动机转速，r/rain。

将 ω_{e0}的表达式及式(4－2－17)代入上式，则得

$$L=\frac{\pi^2 n_{e0}^2}{1800}\cdot\frac{J_a}{\left(1-\frac{T_\psi}{T_c}\right)-\frac{J_a}{J_e}\left(\frac{1}{\beta}-1\right)} \quad (4-2-19)$$

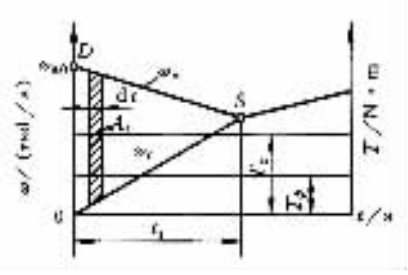


图 4－2－40　当 T_e，T_c 及 T_ψ 为常量时 ω_e 与 ω_c 的变化情况

由上式及式(4－2－13)可见，在发动机的高转速 n_{e0}及变速器的高档位下起步，滑磨功会急剧增大，因为 $L\propto n_{e0}^2$；$L\propto J_a\propto 1/i_T^2$ 的缘故。由式(4－2－13)也可知 $J_a\propto(m_a+m_t)$，因此 $L\propto(m_a+m_t)$。由此可见汽车拖带挂车时将使其离合器的工作状况显著恶化。此外，汽车拖带挂车时，离合器的分离和接合次数也将增多，这将加剧摩擦片的磨损。由上式亦可看出：离合器的后备系数 β 较大时，它也意味着 T_c 较大，则滑磨功要减小。

按式(4－3－19)计算的滑磨功是其最小可能值，它与接合是否平顺无关，可用于对各种型号汽车的离合器工作状况的比较计算。离合器的滑磨功 L 与其从动盘摩擦面积 $A_{f\Sigma}$之比

$$q=L/A_{f\Sigma} \quad (4-2-20)$$

称为离合器的比滑磨功。它是离合器摩擦表面耐磨性的一项评价指标。当汽车用Ⅰ档起步且 $\psi=0.1$ 时，单片离合器的比滑磨功的许用值[q]为 196～245J/cm^2；双片离合器的[q]为 147～167J/cm^2。

在确定离合器的热工况时，通常是计算压盘的温度，因为飞轮的质量要比压盘的质量大得多，其温升相对不大。计算时假设它们不向周围散热。则热平衡方程式为

$$\gamma L=mc\tau \quad (4-2-21)$$

式中　m——压盘的质量，kg；

γ——传到压盘的热量所占的比率。对单片离合器，$\gamma=0.5$；对双片离合器，压盘取 $\gamma=0.25$；中间压盘取 $\gamma=0.5$；

c——压盘的比热容，铸铁的比热容为 481.4J/(kg·℃)；

τ——温升，℃；

L——滑磨功，J。压盘的温升则为

$$\tau=\gamma L/mc \quad (4-2-22)$$

对单车，一次接合离合器的压盘温升不应超过 10℃；对拖带挂车的汽车，温升不应超过 20℃。为了降低压盘温升可采用加大压盘质量或改善离合器壳内的通风等措施。计算所得的温升是汽车一次起步的结果。该算法可用于比较不同类型离合器的热工况。在实际运行中离合器主从动盘的升温过程要复杂得多。在城市拥挤的交通条件下，据统计货车离合器的接合次数每百公里达 300～600 次；拖带挂车时更达到 400～700 次之多。因此，在汽车行驶中离合器零件的温升常常要高得多。对模压石棉基离合器摩擦片来说，长时间作用的容许温度为 200℃，而短时间(不多于 1min)作用的容许温度应不超过 350℃。

第四节　离合器工作过程的图分析法

为了确定滑磨功，前面推导公式时曾作了一定的假设，即假设汽车起步时 T_e，T_c，T_ψ 为常量。但在实际条件下，如前所述，T_e，T_c，T_ψ 均为变量，是非线性的。如果考虑到 T_e，T_c，T_ψ 的

非线性，则用解析方法求解式(4－2－11)—式(4－2－14)是非常困难的，而这里给出的图分析法(见图4－2－41)则可解决这一问题。

由式(4－2－11)先列出系统主、从动部分的加速度表达式

$$d\omega_e/dt = (T_e - T_c)/J_e \tag{4-2-23}$$

$$d\omega_c/dt = (T_c - T_\psi)/J_a \tag{4-2-24}$$

在图4－2－41的左上方绘出发动机在油门全开时的转矩与角速度关系曲线 MN，右上方绘出离合器摩擦力矩变化曲线 OK，后者的特性与离合器接合时间及接合的猛烈程度有关，同时绘出汽车的行驶阻力矩 EF 线。

利用 MN 线、OK 线、EF 线以及式(4－2－23)、式(4－2－24)，可以绘出离合器主、从动件的角速度 ω_e 及 ω_c 随接合时间 t 变化的关系曲线。将时间 t 的坐标轴以 Δt 为间隔画 t 轴的垂直线。画出汽车开始起步时发动机角速度 ω_{e0} 点(D 点)。在发动机油门全开的情况下，发动机转矩为 T_{e0}而 $T_c = 0$。将 T_{e0}，T_c 的值代入式(4－2－23)，得转动惯量为 J_e 的质量的加速度值。再以此加速度 $d\omega_e/dt$ 值为斜率，自 D 点引直线与间隔为 Δt 的垂直线相交于 G 点，该点给出新的 ω_e，T_e，T_c 值。再将新的 T_e，T_c 值代入式(4－2－23)又得到新的加速度(或减速度) $d\omega_e/dt$ 值。再以此值为斜率自 G 点引直线……依此类推，如图4－2－41所示，即可绘出 ω_e 随接合时间 t 变化的关系曲线。用类似的方法可绘出 ω_c 随时间 t 变化的曲线，只是应根据式(4－2－24)且在开始起步的 A 点处 $T_c = T_\psi$。ω_e 与 ω_c 两曲线的交点 C 相应于滑磨结束，该处的时间 t_s 即为滑磨全过程的时间。

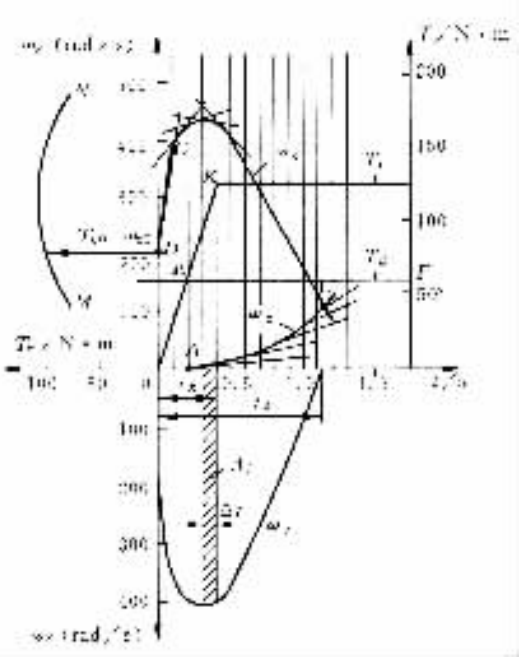


图4－2－41 滑磨功与滑磨时间的图解法

图4－2－42的右下方绘出的是离合器的滑磨角速度，是按 $\omega_s = \omega_e - \omega_c$ 的关系绘制的。根据离合器滑磨角速度 ω_s 随时间 t 的变化曲线及摩擦力矩 T_c 随时间 t 的变化曲线并按滑磨功的如下表达式则可求出滑磨功：

$$L = \int_0^{t_s} T_c \omega_s dt \tag{4-2-25}$$

如图4－2－41所示，上式的求解可用图解法代，即

$$L = (T_{c1}A_1 + T_{c2}A_2 + \cdots) = \sum_0^{t_s} T_{ci}A_i$$

式中 A_i——图4－2－41右下方 ω_s 曲线所围的第 i 个单元面积，$A_i = \omega_{si} \cdot \Delta t$

T_{ci}——与 ω_{si}相对应的 T_c 值。

利用图分析法求出滑磨功，则可进一步分析离合器的接合速度、后备系数、传动系的传动比(主减速比及变速器传动比)、汽车的总质量等对滑磨功的影响。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

第五节　摩擦离合器主要零件的设计计算

一、压紧弹簧的设计计算

离合器压紧弹簧的类型有圆柱螺旋弹簧、矩形截面圆锥螺旋弹簧及膜片弹簧(见图 4－2－42)，采用 60Si2Mn，65Mn 或 85Mn，85 号碳钢制造，硬度 HRC40～45。

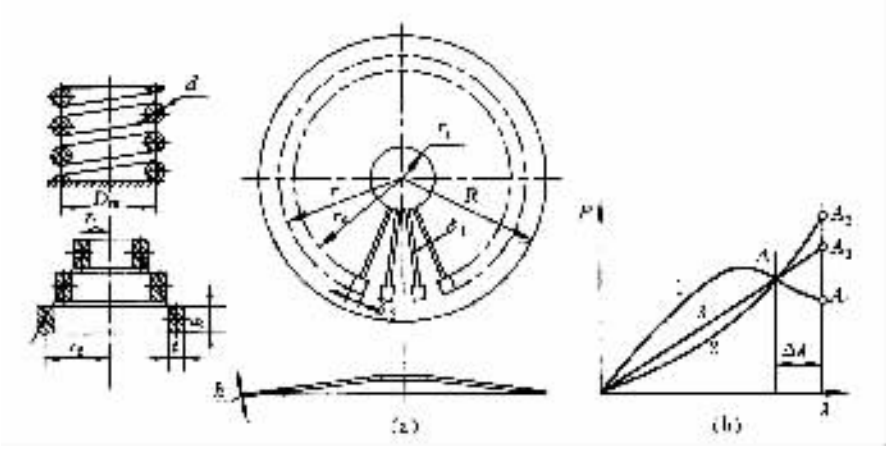


图 4－2－42　离合器压紧弹簧的类型及其弹性特性

(a)结构类型；(b)弹性特性曲线 1，2，3 相应为膜片弹簧、锥形弹簧及圆柱螺旋弹簧的弹性特性

1. 圆柱螺旋弹簧

周置圆柱螺旋弹簧的数目约为 6～24 个，不宜太少，以便得到均匀的压力，且应是分离杠杆数目的整数倍，以避免压盘在分离时偏斜。在确定弹簧数目时应考虑到对轻、中型装载量的汽车来说，每个弹簧的压紧力不应超过 600～700N；而对大型汽车来说则不应超过 1000N。螺旋弹簧的两端应拼紧并磨平以便使两端支承面较大、各圈受力均匀，且弹簧的垂直度偏差较小。周置压紧弹簧的外径通常限制在 27～30mm 之间，以便把同样的压簧装在不同尺寸的离合器上。有时离合器厂还把用得较多的一些弹簧的工作高度做成相同的尺寸，而用改变钢丝直径和工作圈数的方法获得不同压紧力，以利于在不同的离合器上通用。

表 4－2－4 给出了压缩弹簧的计算公式。

表 4－2－4　压簧的计算公式表

序号	项　目	计算公式	附　　注
1	弹簧钢丝直径/mm	$d = 1.6\sqrt{\frac{PK'C}{[\tau]}}$	$P = P_{\sum}/n_s$；P—工作负荷；$P_{\sum}$—压盘总压紧力；n_s—弹簧数
2	弹簧中径/mm	$D_m = D - d$	D—弹簧外径
3	弹簧指数(旋绕比)	$C = \frac{D_m}{d}$	离合器压簧的 C 值约在 6～8 之间

（续）

序号	项 目	计算公式	附 注
4	曲度系数	$K'=\frac{4C-1}{4C-4}+\frac{0.615}{C}$	考虑簧圈曲率对强度影响的系数
5	弹簧工作应力/MPa	$\tau=\frac{8PCK'}{\pi d^2}$	
6	弹簧刚度/N/mm	$K=\frac{Gd^4}{8D_m^3 i}=\frac{P_{max}-P}{\Delta f}$	对离合器压簧，希望 K 尽量水，一般 $K=20\sim45$N/mm
7	弹簧工作圈数	$i=\frac{Gd^4}{8D_m^3 K}$	G—剪切弹性模量 钢材：$G=8\times10^4\sim8.3\times10^4$MPa
8	弹簧总圈数	$n=i+(1.5\sim2.0)$	汽车离合器压簧一般取 $n=i+1.5$，即每端有 3/4 圈拼紧，并将端部钢丝直径磨薄至直径的 1/4
9	工作负荷下的变形/mm	$f=P/K$	
10	弹簧的附加变形量/mm	单片离合器：$\Delta f=1.5\sim2.5$ 双片离合器：$\Delta f=1.5\sim3.0$	即为压盘的分离行程
11	弹簧自由高度/mm	$H_0=(n-0.5)d+f+\Delta f+i\delta$	
12	弹簧最大负荷时的间隙/mm	$\delta=1.0-1.5$	δ 为相邻圈之间的间隙
13	弹簧工作高度/mm	$H=H_0-f$	
14	弹簧最大负荷/N	$P_{max}=K\Delta f+P$	离合器彻底分离时的弹簧最大负荷，一般规定 $P_{max}\leqslant(1.15\sim1.20)P$

对于汽车离合器压簧，推荐其许用应力为 700MPa，一般不应超过 700～750MPa；最大应力 τ 不应超过 800～900MPa。离合器分离时的弹簧压力不应超过其接合时的 20%。为了防止弹簧受热失效，在弹簧与压盘之间应有隔热垫片。

2. 圆锥螺旋弹簧

如图 4－2－42 所示，离合器圆锥螺旋弹簧用的钢材通常为矩形截面，其截面高度 h 与宽度 t 之比一般为 $h/t=2.2\sim2.6$。矩形截面与圆截面相比，可获得更大的刚度（当两者的大、小端弹簧圈的尺寸分别相同时）。螺圈的旋绕应使其压紧时各圈能位于同一平面内，以获得弹簧的最小高度。圆柱螺旋弹簧的旋绕比 D_m/d 是一常值，因此各圈刚度相等。圆锥螺旋弹簧的旋绕比是变的，其大端弹簧圈的旋绕比 D_{m2}/d 最大，而刚度最小；小端弹簧圈的旋绕比 D_{m1}/d 最小，而刚度最大，各圈的刚度都不相同。因此，弹簧受载时各圈的变形也就不同，大端弹簧圈变形最大，它首先和底面触合，然后依次逐圈触合直至弹簧被完全压平。这样，弹簧的特性曲

机械学习网 www.jixie.com 免费下载

线也就不是线性的，而是分成两段：当弹簧圈尚无触合时，变形与受力之间成线性关系，特性曲线为一段直线；当大端第一圈开始触合，变形与受力间的正比关系消失，且随着变形的增加，力的增长越来越快，弹簧也越来越硬。这是因为随着触合圈数的增多，工作圈数变得越来越少，而剩下正在工作的弹簧圈的平均旋绕比也逐渐变小的缘故。

鉴于圆锥螺旋弹簧的特性分为触合前与第一圈触合以后的两段，因此计算时对这两段的计算公式也就不同。

(1)圆锥螺旋弹簧的特性计算

1)第一圈触合前($0 \leqslant P \leqslant P_c$)弹簧的变形 λ(mm)

$$\lambda = \frac{P\pi i(r_1 + r_2)(r_1^2 + r_2^2)}{2GJ_p} \tag{4-2-26}$$

式中　P——加在弹簧上的力，N；

i——弹簧的工作圈数；

r_1——弹簧小端半径(见图 4-2-42)，mm；

r_2——弹簧大端半径(见图 4-2-42)，mm；

G——材料的剪切弹性模量，钢材：$G = 8 \times 10^4 \sim 8.3 \times 10^4$MPa；

J_P——截面的极惯性矩，对矩形截面 $J_p = \alpha t^4$，系数 α 与矩形截面的高与宽之比值 h/t 有关(见表 4-2-5)；

P_c——第一圈触合时作用在弹簧上的力，N。

表 4-2-5　系数 α 的值

h/t	1.0	1.2	1.5	2.0	2.5	3.0	4.0
d	0.140	0.194	0.294	0.457	0.622	0.790	1.123

2)第一圈触合时作用在弹簧上的力 P_c

$$P_c = \frac{GJ_p(H_0 - h)}{2\pi i r_2^3} \tag{4-2-27}$$

式中　H_0——弹簧的自由高度，mm；

h——弹簧钢丝截面的高度。

3)第一圈触合时($P = P_c$)弹簧的变形 λ_c

$$\lambda_c = 0.25(H_0 - h)\left(1 + \frac{r_1}{r_2}\right)\left[1 + \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2\right] \tag{4-2-28}$$

4)各圈完全触合时的极限力 P_{max}

$$P_{max} = \frac{P_c}{(r^1/r^2)^3} \tag{4-2-29}$$

5)作用力 P 为 $P_c \leqslant P \leqslant P_{max}$时弹簧的变形

$$\lambda = \frac{0.25(H_0 - h)}{1 - (r_1/r_2)}\left[4 - 3\sqrt[3]{\frac{P_c}{P}} - \frac{P}{P_c}\left(\frac{r_1}{r_2}\right)^4\right] \tag{4-2-29}$$

设计时对按上述公式计算的结果应通过试验加以修正，以得到更准确的设计值。

通常离合器处于接合状态时，第一圈弹簧圈尚未触合，但也有例外情况。

(2)圆锥螺旋弹簧的强度计算

矩形断面的圆锥螺旋弹簧受力变形时,其断面将发生翘曲,截面长边中点的剪应力为最大剪应力 τ_{max}(MPa)

$$\tau_{max} = \frac{M_{max}}{W_h} \tag{4-2-30}$$

式中 M_{max}——作用在矩形断面上的最大转矩,N·mm;

$$M_{max} = r_2 \sqrt[3]{P_{max}^2 \cdot P_c} \tag{4-2-51}$$

P_{max}——离合器彻底分离时弹簧的最大负荷,N;

P_c——弹簧第一圈触合时作用在弹簧上的力,N;

W_h——抗扭截面系数:$W_h = \beta t^3$,系数 β 按表 4-2-6 选择。

表 4-2-6 系数 β,v,Δ 的值

h/t	1.0	1.2	1.5	2.0	2.5	3.0	4.0
β	0.208	0.263	0.346	0.493	0.645	0.801	1.150
v			0.231	0.246	0.258	0.267	
Δ			2.67	1.713	1.256	0.995	

文献[18]给出的矩形截面圆锥螺旋弹簧的应力 τ、变形 λ 及刚度 c 的算法为:

$$\tau = Pr_2/(vth^2)$$

$$\lambda = \frac{2Pi\Delta(r_1 + r_2)(r_1^2 + r_2^2)}{Gh^4}$$

$$c = \frac{P}{\lambda} = \frac{Gh^4}{2i\Delta(r^1 + r^2)(r_1^2 + r_2^2)}$$

式中 v、Δ 为系数,见表 4-2-6;P,i,$r1$,$r2$,G,t,h 见式(4-2-26)下的说明及图 4-2-42。通常 $r_1/r_2 \approx 0.5$;$i = 3 \sim 5$。

3. 膜片弹簧

膜片弹簧的大端处为一完整的截锥,类似无底的碟子,和一般机械上用的碟形弹簧一样,故称作碟簧部分。膜片弹簧起弹性作用的正是其碟簧部分。与碟形弹簧不同的是在膜片弹簧上还有径向开槽部分(见图 4-2-42),形成许多称为分离指、起分离杠杆作用的弹性杠杆。分离指与碟簧部分小端交接处的径向槽较宽且呈长方孔,分离指根部的过渡圆角半径应大于 4.5mm,以减少分离指根部的应力集中,长方孔又可用来安置销钉固定膜片弹簧。

膜片弹簧的弹性特性是由其碟簧部分所决定,是非线性的,与自由状态下碟簧部分的内锥高 H 及弹簧的钢板厚 h 有关。不同的 H/h 值有不同的弹性特性(见图 4-2-43)当$(H/h) < \sqrt{2}$时,P 为增函数,这种弹簧的刚度大,适于承受大载荷并用作缓冲装置中的行程限制。当$(H/h) = \sqrt{2}$,特性曲线上有一拐点;若$(H/h) = 1.5 \simeq \sqrt{2}$,则特性曲线中段平直,即变形增加但载荷 P 几乎不变,故这种弹簧称零刚度弹簧。当$\sqrt{2} < (H/h) < 2\sqrt{2}$,则特性曲线中有一段负刚度区域,即变形增加而载荷反而减小。这种特性很适于作为离合器的压紧弹簧。因为可利用其负刚度区使分离离合器时载荷下降,达到操纵省力的目的。当然,负刚度也不宜过大,以免

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

弹簧工作位置略微变动就引起弹簧压紧力过大的变化。为兼顾操纵轻便及压紧力变化不大，汽车离合器膜片弹簧通常取 $1.5<(H/h)<2$。当 $(H/h)=2\sqrt{2}$，则特性曲线的极小点落在横坐标轴上；当 $(H/h)>2\sqrt{2}$，则特性曲线具有更大的负刚度区且具有载荷为负值的区域。这种弹簧适于汽车液力传动中的锁止机构。

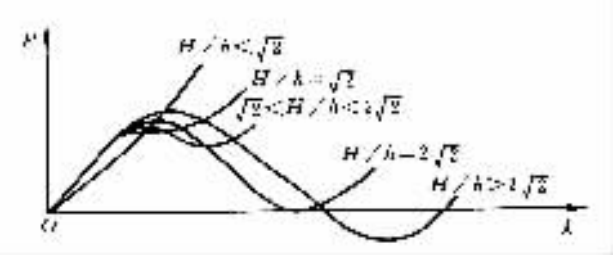


图 4－2－43　H/h 对膜片弹簧弹性特性的影响

(1)膜片弹簧的特性计算

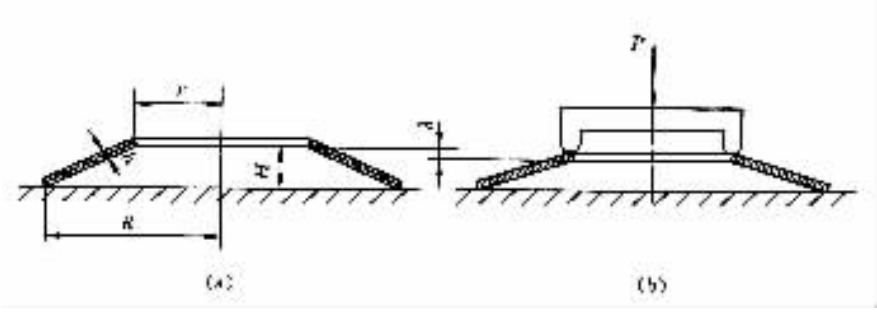


图 4－2－44　碟形弹簧及其承载变形

(a)自由状态；(b)承载变形

碟形弹簧如图 4－2－44 所示，当其大、小端部承受压力时，载荷 P 与变形 λ 之间有如下关系：

$$P=\frac{Eh\lambda}{(1-\mu^2)R^2A}\left[(H-\lambda)\left(H-\frac{\lambda}{2}\right)+h^2\right] \tag{4-2-32}$$

式中　E——弹性模量，对于钢：$E=21\times10^4$MPa；

μ——波桑比，钢材料取 $\mu=0.3$；

h——弹簧钢板厚度，mm；

H——碟簧的内截锥高，mm；

R——碟簧大端半径，mm；

A——系数，$A=\frac{6}{\pi lnm}\left(\frac{m-1}{m}\right)^2$；

m——碟簧大、小端半径之比，$m=R/r$。

汽车离合器膜片弹簧在实际安装中的支承点如图 4－2－45 所示，稍偏离其碟簧部分的大、小端部。离合器查工作中，膜片弹簧两支承圈的位置不变，而压盘和分离轴承有轴向移动(见图 4－2－45(b)，(c))。此时，在支承点所加的载荷 P_1 和碟簧部分的相对变形 λ_1 之间的关系可由式(4－2－32)导出。对于图 4－2－44、图 4－2－45 所示的两种加载情况，只要碟簧部

分的子午断面从自由状态的初始位置转过相同的转角，便有如下的对应关系：

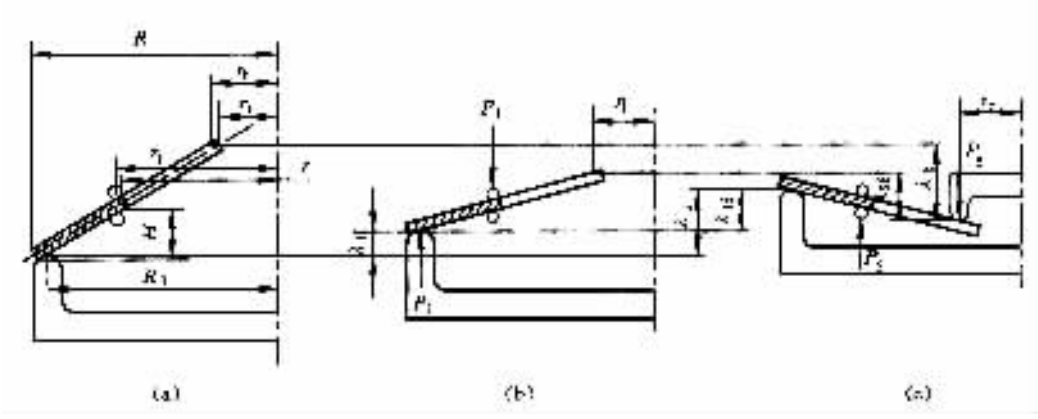


图 4－2－45 膜片弹簧在离合器接合和分离状态时的受力及变形

(a)自由状态；(b)接合状态；(c)分离状态

$$\lambda_1 = \frac{R_1 - r_1}{R - r}\lambda \tag{4-2-33}$$

$$P_1 = \frac{R - r}{R_1 - r_1}P \tag{4-2-34}$$

式中 R_1——膜片弹簧与压盘接触处的半径，mm；

r_1——支承圈平均半径，mm；

R，r——碟簧部分大、小端的半径(见图 4－2－44，及图 4－2－45)，mm。

将式(4－2－33)、式(4－2－34)代入式(4－2－32)，整理后便可得到压紧力 P_1(N)和膜片弹簧大端变形 λ_1 的关系式(见图 4－2－45(b))：

$$P_1 = \frac{\pi E h \lambda_1}{6(1-\mu^2)} \cdot \frac{\ln(R/r)}{(R_1 - r_1)^2}\left[\left(H - \lambda_1 \frac{R - r}{R_1 - r_1}\right)\left(H - \frac{\lambda_1}{2} \cdot \frac{R - r}{R_1 - r_1}\right) + h^2\right] \tag{4-2-35}$$

式中 E，μ，h，H，R，r 等见式(4－2－32)下的说明；

R_1，r_1 见式(4－2－34)下的说明。

利用式(4－2－35)可绘出膜片弹簧的 $P_1 - \lambda_1$ 特性曲线。

当离合器分离时，如图 4－2－45(c)所示，其加载点改变。在膜片弹簧小端的分离指处作用有分离轴承的推力 P_2(N)，该作用点的变形为 λ_2(mm)。与建立式(4－2－33)、式(4－2－34)的情况相类似，对于图 4－2－45(b)与(c)所示的两种加载情况，同样存在相似的换算关系：

$$\lambda_2 = \frac{r_1 - r_f}{R_1 - r_1}\lambda_1 \tag{4-2-36}$$

$$P_2 = \frac{R_1 - r_1}{r_1 - r_f}P_1 \tag{4-2-37}$$

式中 r_f——分离轴承推力的作用半径，mm。

将式(4－2－35)代入式(4－2－37)，可得分离轴承推力 P_2 与膜片弹簧末端变形 λ_1 的关系式：

$$P_2 = \frac{\pi E h \lambda_1 \ln(R/r)}{6(1-\mu^2)(R_1 - r_1)(r_1 - r_f)}\left[\left(H - \lambda_1 \frac{R - r}{R_1 - r_1}\right)\left(H - \frac{\lambda_1}{2} \cdot \frac{R - r}{R_1 - r_1}\right) + h^2\right] \tag{4-2-38}$$

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

同样，将式(4－2－36)中的 λ_1 代入上式，则可得到 P_2 与 λ_2 的关系式。

应指出，如图 4－2－45 所示，λ_2 为膜片弹簧分离指加载点在 P_2 作用下相对于其自由状态时的变形量，与分离轴承推动假定为刚性的分离指的移动量 λ_{2f} 不同，λ_{2f} 与压盘的分离行程 λ_{1f} 相对应(见图 4－2－46)，故有

$$\lambda_{2f} = \frac{r_1 - r_f}{R_1 - r_1}\lambda_{1f} \qquad (4-2-39)$$

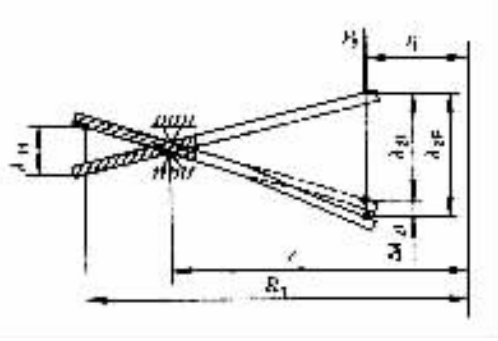


图 4－2－46　膜片弹簧分离指受载时的变形示意图

因分离指为非刚性的，如果考虑到分离指在力 P_2 的作用下有附加弹性变形 $\Delta\lambda_{2f}$，则分离轴承推膜片弹簧的实际行程为

$$\lambda_{2F} = \lambda_{2f} + \Delta\lambda_{2f} \qquad (4-2-40)$$

式中的附加弹性变形 $\Delta\lambda_{2f}$ 可由下式求得：

$$\Delta\lambda_{2f} = \frac{6P_2 r_f^2}{\pi E h^3}\left\{\frac{1}{\beta_1}\left[\frac{1}{2}\left(\frac{r_e^2}{r_f^2} - 1\right) - 2\left(\frac{r_e}{r_f} - 1\right) + \ln\frac{r_e}{r_f}\right] + \frac{1}{\beta_2}\left[\frac{1}{2}\left(\frac{r^2}{r_f^2} + \frac{r_e^2}{r_f^2}\right) - 2\left(\frac{r}{r_f} - \frac{r_e}{r_f}\right) + \ln\frac{r}{r_e}\right]\right\} \qquad (4-2-41)$$

$$\beta_1 = 1 - \frac{\delta_1 n}{\pi(r_i + r_e)} \qquad (4-2-42)$$

$$\beta_2 = 1 - \frac{\delta_2 n}{\pi(r_e + r)} \qquad (4-2-43)$$

式中　r_e——膜片弹簧分离指前部最宽处(在径向槽与长方孔的交界处)的半径，mm；

r_i——膜片弹簧小端半径，mm；

n——膜片弹簧分离指的数目；

β_1——分离指前部的宽度系数；

β_2——分离指根部的宽度系数；

δ_1——分离指前部的切槽宽度，mm；

δ_2——分离指根部的切槽(长方孔)宽度，mm。

以上尺寸符号参见图 4－2－42(a)。

(2)膜片弹簧的强度计算

前述膜片弹簧的载荷与变形之间的关系式，是在假定膜片弹簧在承载过程中，其子午截面无变形而只是刚性地绕该截面上的某一中性点 O 转动的条件下推导出的。根据这一假定可知，截面在 O 点处沿圆周方向的切向应变为零，因而该点处的切向应力亦为零。O 点以外的截面上的点，一般均产生切向应变，故亦有切向应力。若如图 4－2－47 所示以中性点 O 为坐标原点在子午截面处建立 $x-y$ 坐标系，则截面上任意点的切向应力为

$$\sigma_t = \frac{E}{1-\mu^2}\cdot\frac{x\varphi\left(\alpha - \frac{\varphi}{2} - y\varphi\right)}{e + x} \qquad (4-2-44)$$

式中　φ——碟簧部分子午截面的转角，rad

α——膜片弹簧自由状态时的圆锥底角，rad；

e——中性点 O 的半径，mm；

$$e=\frac{R-r}{\ln(R/r)} \tag{4-2-45}$$

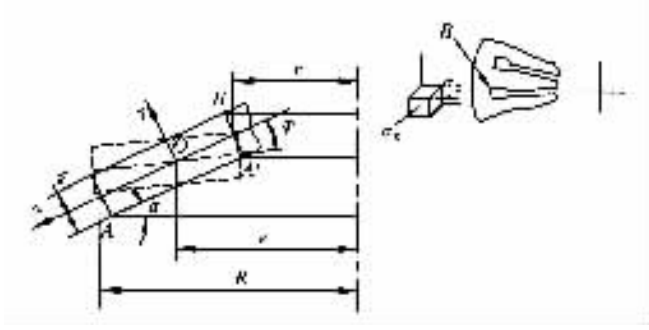


图 4-2-47 膜片弹簧子午截面及其最大应力示意图

分析表明，膜片弹簧碟簧部分凸面的内缘点 B（见图 4-2-47）处的切向压应力最大；而凹面的外缘点 A 或内缘点 A'（见图 4-2-47）处的切向拉应力最大，但 B 点的应务值最高，而且 B 点的最大应力值是发生在离合器分离过程中的某一位置，并且此时 B 点处于两向应力状态（见图 4-2-47）。故通常只计算 B 点处的应力来校核膜片弹簧的强度，应使 B 点的当量应力小于许用应力，即 $\sigma_{Bj}<[\sigma]$。

将 B 点的坐标 $x\approx-(e-r)$ 和 $y=h/2$ 代入式（4-2-44），得 B 点的切向压应力 σ_{1B} 为

$$\sigma_{tB}=\frac{E}{(1-\mu^2)r}\left\{\frac{e-r}{2}\varphi^2-\left[(e-r)\alpha+\frac{h}{2}\right]\varphi\right\} \tag{4-2-46}$$

令 $\frac{d\sigma_{tB}}{d\varphi}=0$，得 σ_{tB} 达极大值 $\sigma_{tB\,max}$ 时的转角 $\varphi_{\sigma_{max}}=\alpha+\frac{h}{2(e-r)}$。此式表明，$\sigma_{tB\,max}$ 发生在将碟簧压平（转角为 α）后使其子午截面再多转 $h/2(e-r)$ 这样一个角度时。

若离合器彻底分离时膜片弹簧子午截面的转角 $\varphi_f>\varphi_{\sigma_{max}}$，，则式（4-2-46）中的 $\varphi=\varphi_{\sigma_{max}}$；若 $\varphi_f<\varphi_{\sigma_{max}}$，则取 $\varphi=\varphi_f$（彻底分离时的实际转角）。

在分离轴承推力 P_2 的作用下，B 点作为分离指根部的一点尚承受弯曲应力

$$\sigma_{tB}=\frac{6(r-r_1)P_2}{nbh^2} \tag{4-2-47}$$

式中 n——分离指数目；

b——分离指的根部宽度，mm。

由于 σ_{tB} 为径向拉应力，与切向压应力 σ_{tB} 相垂直（见图 4-2-47），根据最大剪应力强度理论知 B 点的当量应力为

$$\sigma_{Bj}=\sigma_{tB}-\sigma_{rB} \tag{4-2-48}$$

由 60Si2MnA 制造的膜片弹簧，σ_{Bj} 的许用应力 $[\sigma]$ 可取为 1400～1600MPa。膜片弹簧的设计应力一般可稍高于材料的屈服极限，为了提高其承载能力应进行强压处理（将弹簧压平并保持 12～14h），使其高应力区产生塑性变形以得到残余反向应力。对膜片弹簧的内锥面进行喷丸处理，可提高其疲劳寿命。分离指内端部可进行高频淬火或镀铬以提高其耐磨性。当已知膜片弹簧大端的变形 λ_1 时，B 点的当量应力 σ_{Bj} 亦可按下式计算，即

$$\sigma_{Bj}=\frac{3}{\pi}\cdot\frac{r-r_f}{r}\cdot\frac{P_2}{\beta_2 h_2}+\frac{E}{1-\mu^2}\left[\left[\frac{R-r}{r\ln\frac{R}{r}}-1\right]\right.$$

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

$$\left(\frac{H}{R-r}-\frac{1}{2}\cdot\frac{\lambda_1}{R_1-r_1}\right)\frac{\lambda_1}{R_1-r_1}+\frac{h}{2r}\cdot\frac{\lambda_1}{R_1-r_1}\Bigg]\leqslant[\sigma] \tag{4-2-49}$$

令$\frac{d\sigma_{Bj}}{d\lambda}=0$求得$\sigma_{Bj}$达到极大值时的大端变形：

$$\lambda_1=\lambda_{\sigma_{max}}=H\frac{R_1-r_1}{R-r}+\frac{h}{2}(R_1-r_1)\frac{\ln\frac{R}{r}}{\left[R-r\left(1+\ln\frac{R}{r}\right)\right]} \tag{4-2-50}$$

因此，当离合器彻底分离，大端变形$\lambda_{1f}<\lambda_{\sigma_{max}}$时，式(4-2-49)中的$\lambda_1$取值为$\lambda_{1f}$；当$\lambda_{1f}>\lambda_{\sigma_{max}}$时，$\lambda_1$则取值为$\lambda_{\sigma_{max}}$。

(3)膜片弹簧基本参数的选择

1)比值H/h的选择

此比值对膜片弹簧的弹性特性影响极大，因此，要利用H/h对弹簧特性的影响，正确地选择该比值，以得到理想的特性曲线及获得最佳的使用性能。一般汽车的膜片弹簧离合器多取

$$1.5<\frac{H}{h}<2$$

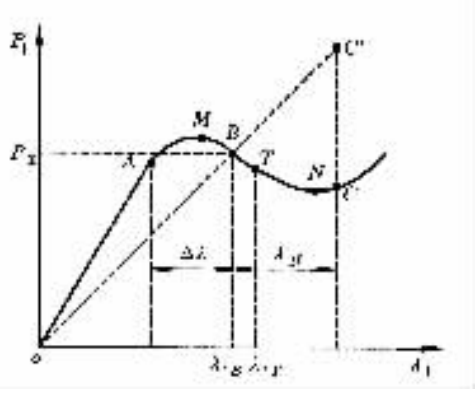


图4-2-48　膜片弹簧工作点位置图

2)膜片弹簧工作点位置的选择

汽车离合器膜片弹簧特性曲线的形状如图4-2-48所示。选择好曲线上的几个特定工作点的位置很重要。拐点T对应着膜片弹簧的压平位置，而λ_{1T}为曲线凸点M和凹点N的横坐标平均值。B点为新离合器(摩擦片无磨损)在接合状态时的工作点，通常取在使其横坐标为$\lambda_{1B}=(0.8\sim1.0)\lambda_{1t}$的位置，以保证摩擦片在最大磨损$\Delta\lambda$后的工作点$A$处压紧力变化不大。摩擦片总的最大允许磨损量$\Delta\lambda$可按下式求得：

$$\Delta\lambda=Z_c\cdot\Delta S_0 \tag{4-2-51}$$

式中　Z_c——离合器的摩擦片工作表面数目，例单片$Z_c=2$；

ΔS_1——每个摩擦工作表面的最大允许磨损量，一般为$\Delta S_0=0.5\sim1$mm。

C点为离合器彻底分离时的工作点。它以靠近N点为好，以减小分离轴承的推力使操纵轻便。

3)R及R/r的选择

膜片弹簧的大端半径R应根据结构要求和摩擦片的尺寸来确定。比值R/r的选定影响到材料的利用效率。R/r愈小，则弹簧材料的利用效率愈好。碟形弹簧储存弹性能的能力在$R/r=1.8\sim2.0$为最大，用于缓和冲击、吸收振动等需要储存大量弹性能的碟簧最佳。但对汽车离合器膜片弹簧来说，并不要求储存大量的弹性能，而应根据结构布置及压紧力的需要，通常取$R/r=1.2\sim1.3$(即1.25左右)。

4)膜片弹簧在自由状态下的圆锥底角α

α在$10°\sim12°$范围内选择。

5)膜片弹簧小端半径r_i及分离轴承作用半径r_f

r_i由离合器的结构决定，其最小值应大于变速器第一轴的花键外径。r_f应大于r_i。

6)分离指的数目 n 和切槽宽 δ_1、δ_1 及半径 r_e。

n 多取为 18；$\delta_1 = 3.2 \sim 3.5$mm；$\delta_2 = 9 \sim 10$mm；r_e 的取值应满足 $(r - r_e) > \delta_2$ 的要求(见图 4-2-42)。

7)支承圈平均半径 r_1 和膜片弹簧与压盘的接触半径 R_1

r_1 与 R_1 的取值将影响膜片弹簧的刚度。r_1 应略大于 r 且尽量接近 r；R_1 应略小于且尽量接近于 R。

汽车离合器膜片弹簧的 H，α，R，r，h 等尺寸及表面状态应得到严格控制，应使其载荷公差控制在 ±8%之内，如载荷试验后进行选择分级，误差更应缩至 ±5%以内。有关尺寸的公差范围、设计图纸以及制造工艺过程等可参考有关文献的相关章节给出的资料、数据及图、表等。

二、扭转减振器的参数选择与设计计算

1. 扭转减振器的功能

为了降低汽车传动系的振动，通常在传动系中串联一个弹性一阻尼装置，它就是装在离合器从动盘上的扭转减振器。其弹性元件用来降低传动系前端的扭转刚度，降低传动系扭振系统三节点振型的固有频率，以便将较为严重的扭振车速移出常用车速范围(当然，在实际中要做到这一点是非常困难的)；其阻尼元件用来消耗扭振能量，从而可有效地降低传动系的共振载荷、非共振载荷及噪声。

2. 扭转减振器的结构类型

图 4-2-49 给出了几种扭转减振器的结构图，它们之间的差异在于采用了不同的弹性元件和阻尼装置。采用圆柱螺旋弹簧和摩擦元件的扭转减振器(见图 4-2-34 及图 4-2-49(a)—(d))得到了最广泛的应用。在这种结构中，从动片和从动盘毂上都开有 6 个窗口，在每个窗口中装有一个减振弹簧，因而发动机转矩由从动片传给从动盘毂时必须通过沿从动片圆周切向布置的弹簧，这样即将从动片和从动盘毂弹性地连接在一起，从而改变了传动系统的刚度。当 6 个弹簧属同一规格并同时起作用时，扭转减振器的弹性特性为线性的。这种具有线性特性的扭转减振器，结构较简单，广泛用于汽油机汽车中。当 6 个弹簧属于两种或三种规格且刚度划、变六并按先后次序进入工作时，则称为两级或三级非线性扭转减振器(例图图 4-2-49(e)，为三级的)。这种非线性扭转减振器，广泛为现代汽车尤其是柴油发动机汽车所采用。柴油机的怠速旋转不均匀度较大，常引起变速器常啮合齿轮轮齿间的敲击。为此，可使扭转减振器具有两级或三级非线性弹性特性。第一级刚度很小，称怠速级，对降低变速器怠速噪声效果显著。线性扭转减振器只能在一种载荷工况(通常为发动机最大转矩)下有效地工作，而三级非线性扭转减振器的弹性特性则扩大了适于其有效工作的载荷工况范围，这有利于避免传动系共振，降低汽车在行驶和怠速时传动系的扭振和噪声。

采用空心圆柱形(见图 4-2-49(f))或星形等其他形状的橡胶弹性元件的扭转减振器，也具有非线性的弹性特性。虽然其结构简单、橡胶变形时具有较大的内摩擦，因而不需另加阻尼装置，但由于它会使从动盘的转动惯量显著增大，且在离合器热状态下工作需用专门的橡胶制造，因此尚未得到广泛采用。

减振器的阻尼元件多采用摩擦片，在图 4-2-49(a)的结构中阻尼摩擦片的正压力靠从动片与减振盘间的连接铆钉建立。其结构虽简单，但当摩擦片磨损后，阻尼力矩便减小甚至消失。为了保证正压力从而阻尼力矩的稳定，可加进碟形弹簧(图 4-2-49(b)，(d))或压紧弹簧(图 4-2-49(c)，(d))，同时采用不同刚度的碟形弹簧和圆柱螺旋压簧分别对两组摩擦片建

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

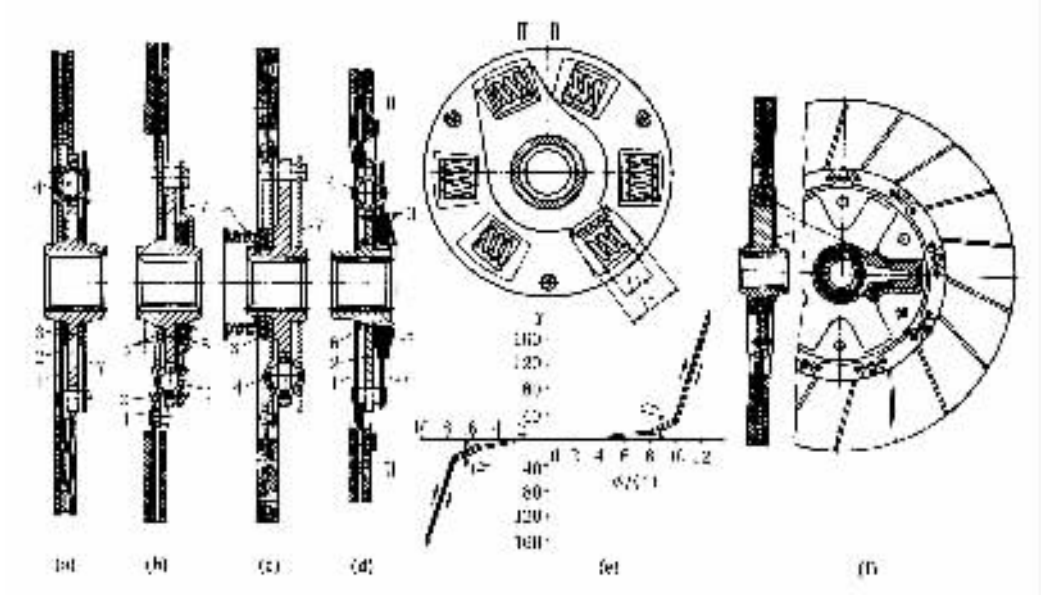


图 4－2－49　扭转减振器

1－从动片；2－从动盘毂；3－摩擦片；4－减振弹簧；5－碟形弹簧垫圈；
6－压紧弹簧；7－减振盘；8－橡胶弹性元件

立不同的正压力(图 4－2－49(d))，就可实现阻尼力矩的非线性变化。

3. 扭转减振器主要参数的选择

(1)扭转减振器的极限转矩 T_j

扭转减振器的极限转矩 T_j(N·m)由减振弹簧的最大变形量来确定，它规定了减振器起作用的转矩上限。选择时应考虑到当汽车在各种道路条件下行驶时，减振器都能发挥其功能。可按下式选择：

$$T_j = T_{max} + \Delta T_j = (1.2 \sim 1.4)\, T_{e\,max} \tag{4-2-52}$$

式中　ΔT_j——最严重共振的扭振振幅，约为$(0.2 \sim 0.4)\, T_{e\,max}$。

试验表明，当减振器传递的极限转矩 T_j 与汽车后驱动轮的最大附着力矩 $T_{\varphi_{max}}$ 相等时，传动系的动载荷为最小。若 $T_j < T_{\varphi_{max}}$，系统将会产生冲击载荷；当 $T_j > T_{\varphi_{max}}$ 则会增大减振器的角刚度，使传动系动载荷有所增大。因此，T_j 亦可按下式选取：

$$T_j = T_{\varphi_{max}} = \frac{G_2 \varphi r_r}{i_0 i_{g1}} \tag{4-2-53}$$

式中　G_2——满载汽车后驱动桥给水平地面的载荷，N；

φ——附着系数，取 $\varphi = 0.8$；

r_r——车轮滚动半径，m；

i_0——主减速比；

i_{g1}——变速器一档传动比。

(2)扭转减振器的角刚度 C_α

扭转减振器的角刚度 C_α(N·m/rad)是指离合器从动片相对于其从动盘毂转 1rad(或 1°)所需的转矩值(当减振器无阻尼时)。即角刚度的定义为

$$C_\alpha = \frac{T}{\theta} \tag{4-2-54}$$

式中 T——加在从动片上的转矩(当减振器无阻尼时),N·m;

θ——从动片相对于从动盘毂转过的角度,rad。

为了避免传动系统引起扭振,要合理地选择 C_α,使扭振现象不发生在常用车速范围内。

C_α 决定于减振弹簧的线刚度及其结构布置尺寸。设减振弹簧的中心线与半径为 R_1 的圆周相切,当从动片相对从动盘毂转过角度 θ 时,弹簧的相应变形量 $L = R_1\theta$。此时应加在从动片上的转矩 T(N·m)为

$$T = 1000 \cdot KnR_1\theta R_1 = Kn\theta R_1^2 \times 10^3$$

角刚度则为

$$C_\alpha = KnR_1^2 \times 10^3 = \frac{T}{\theta} \tag{4-2-55}$$

式中 K——每个减振弹簧的(线)刚度,N/mm;

n——减振弹簧个数;

R_1——减振弹簧的分布半径,m。

减振器的角刚度既要满足能传递足够大转矩的要求,又要满足为了避开共振而应尽量降低其值的要求,这在实际上是做不到的。因此,减振器的角刚度 C_α 的最后确定,常常是结构所允许的设计结果。可按下式初选:

$$C_\alpha \leqslant 13T_j, \qquad \text{N·m/rad} \tag{4-2-56}$$

(3)扭转减振器的摩擦力矩 T_f

由于角刚度 C_α 受传扭要求的限制不可能很低,故在发动机转速范围内共振现象常常难以避免。减振器的阻尼装置可用于减小共振振幅并尽快衰减振动。为此,必须合理地选择阻尼装置的摩擦力矩 T_f,以使系统扭转振动的振幅为最小。为此,应令在一个振动周期内 T_f 所作的功 W_f 等于发动机激振力矩所作的功 W_e 而这两种功分别为:

$$W_f = 4T_f\lambda_f \tag{4-2-57}$$

$$W_e = \pi T\lambda_1 \tag{4-2-58}$$

式中 λ_f——在 1/4 周期内第一集中质量 J_1 与第二集中质量 J_2 间的最大相对滑转角(振幅值);

T——激振力矩最大谐量的幅值;

λ_i——第一集中质量 J_1 的最大振幅。

最低阶的主谐量是引起传动系扭振和动载荷的最重要的激振转矩简谐分量,例如装六缸四冲程发动机的汽车传动系最危险的振动是角频率为 ω_3 的共振。此时,所有气缸旋转矢量同相位地作用于曲轴,故为主谐量,其最低阶数 3 阶的振幅为最大。振动分析计算也表明,在汽车使用的车速范围内,传动系发生扭转共振的危险角频率为 ω_3,此时的振幅为最大。因此,通常以此角频率来计算扭转减振器。由:$\lambda_f = \lambda_1 - \lambda_2$,再由式得:

$$\lambda_f = \lambda_1 - \lambda_2 = \frac{J_1\omega_3^2}{C_1}\lambda^1$$

将上式代入式(4-2-57),然后令式(4-2-57)与式(4-2-58)相等,得

$$T_f = \frac{\pi TC_1}{4J_1\omega_3^2}$$

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

再用图 4－2－50 给出的谐量系数 m 与发动机转矩 T_e 之积代替激振力矩 T，即 $T = mT_e$，代入上式，最后得：

$$T_f = \frac{\pi m T_e C_1}{4 J_1 \omega_3^2} \tag{4-2-59}$$

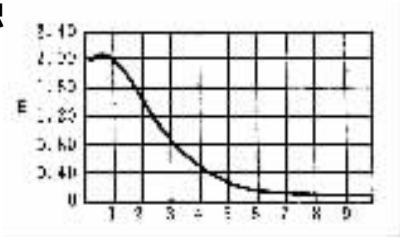


图 4－2－50　不同谐量 k 时的系数 m

式中　ω_3——计算扭转减振器用的固有频率；

J_1——发动机和离合器回转部分的转动惯量；

C_1——第一、二集中质量间弹性轴的扭转刚度；

T_e——发动机的平均利用转矩。计算时可取 $T_e = T_{e\,max}$。

上式是在假设固有频率和振型与扭转减振器的摩擦力矩无关的条件下导出的。然而理论分析和实验结果表明，当减振器的摩擦力矩较大且无润滑材料时，将使固有频率和振型有所改变。因此，更精确的计算应考虑无润滑摩擦的影响。但这样求解会因为系统的非线性而带来极大困难。

计算与实践表明，对现代汽车的扭转减振器，其摩擦力矩可按下式选取：

$$T_f = (0.10 \sim 0.15)\, T_{e\,max} \tag{4-2-60}$$

(4)预紧力矩 T_y

对于线性特性的减振器，减振弹簧在安装时应有预紧。与无预紧力矩时相比，当两种情况下的角刚度和极限转角分别相同时，有预紧力的极限转矩较大，使减振器能在较大的转矩范围内工作；当极限转矩和极限转角分别相同时，则其角刚度较低。这显然是有利的。但预紧力矩值不应大于摩擦力矩，一般取

$$T_y = T_f \tag{4-2-61}$$

(5)极限转角 θ_{max}

即减振器主、从动部分的最大相对转角。一般为 3.0°～4.5°。对于多级的变刚度减振器，θ_{max} 较大且随级数的增加而增大，有的达 12°左右。

4. 双飞轮扭转减振器

目前通用的在离合器从动盘中设置的扭转减振器在特性上存在两方面的局限性：首先，它无法使发动机一变速器振动系统的固有频率降低至怠速转速以下，故不能避免在怠速时的共振；其次，它在发动机实用转速范围 $n_e = 1000 \sim 2000$r/min（相当于常用车速范围，此时的发动机转矩约为其最大转矩 $T_{e\,max}$ 的 80%～90%）内，难以通过降低减振弹簧刚度以取得更大的减振效果。于是，德国宝马汽车公司（BMW）于 1985 年首先研制出双飞轮扭转减振器，将扭转减振器由离合器从动盘移到飞轮上去，并用于装有六缸柴油机的 BMW324d 型轿车上，其减振降噪效果均优于位于从动盘中的扭转减振器。其后有些公司也研制成功，并申请了专利。

双飞轮扭转减振器又称为组合式或双质量飞轮减振器，其具体结构虽不尽相同，但都应由第一飞轮、第二飞轮和扭转减振器等三部分组成。图 4－2－51 所示的双飞轮减振器，其具有飞轮齿圈的第一飞轮 2 与联接盘 7 以螺栓紧固在曲轴 9 的凸缘上，并以滚针轴承 8 和球轴承 6 支承在与其同轴线的第二飞轮 3 的短轴上，而离合器盖总成 4 则用螺栓紧固在第二飞轮上。在扭转减振器 1 的结构中有三级减振弹簧，第一级防止在怠速时的谐振，第二、三级防止在工作工况时的谐振，另有阻尼装置。在从动盘 5 中。就没有减振器了。

双飞轮扭转减振器的优点如下：

(1)可以降低发动机—变速器振动系统的固有频率 f_c，以避免发动机处于怠速时发生共振。

系统固有频率 f_c 按两个自由度系统可表达为：

$$f_c = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{K(J_1 + J_2)}{J_1 J_2}}$$

式中 K——减振弹簧刚度；

J_1，J_2——两个惯性圆盘的转动惯量。

由上式可知，当 K 一定时，$J_1 = J_2$ 时 f_c 为最小。对于从动盘扭转减振器，由于 $J_1 \gg J_2$，因此系统固有频率 f_c 不会太低，通常 $f_c = 40 \sim 70\text{Hz}$（图 4－2－52(a)），这相当于四缸发动机转速 $n_e = 1200 \sim 2100\text{r/min}$，或六缸发动机转速 $n_e = 800 \sim 14.00\text{r/min}$，均高于怠速转速（图 4－2－52(b)）。对于双飞轮扭转减振器，其第二飞轮的转动惯量 J_2 与第一飞轮的转动惯量 J_1 之比可接近于 1，通常可取 $J_2/J_1 = 0.7 \sim 1.4$。而且由于减振弹簧的安装半径较大，可采用刚度较小的减振弹簧，于是可将发动机—变速器振动系统的固有频率 f_c 大大降低到约为 8～15Hz（图 4－2－52(a)。固有频率 15Hz 相当于四缸发动

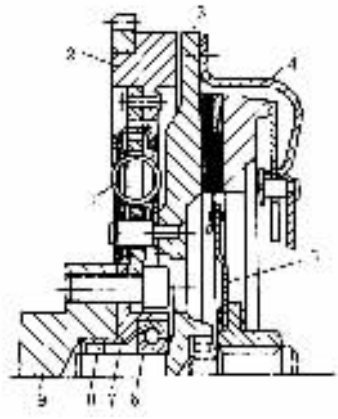


图 4－2－51 具有双飞轮减振器的膜片弹簧离合器

1－扭转减振器；2－第一飞轮；3－第二飞轮；4－离合器盖总成；5－离合器从动盘；6－轴承；7－联接盘；8－滚针轴承；9－发动机曲轴

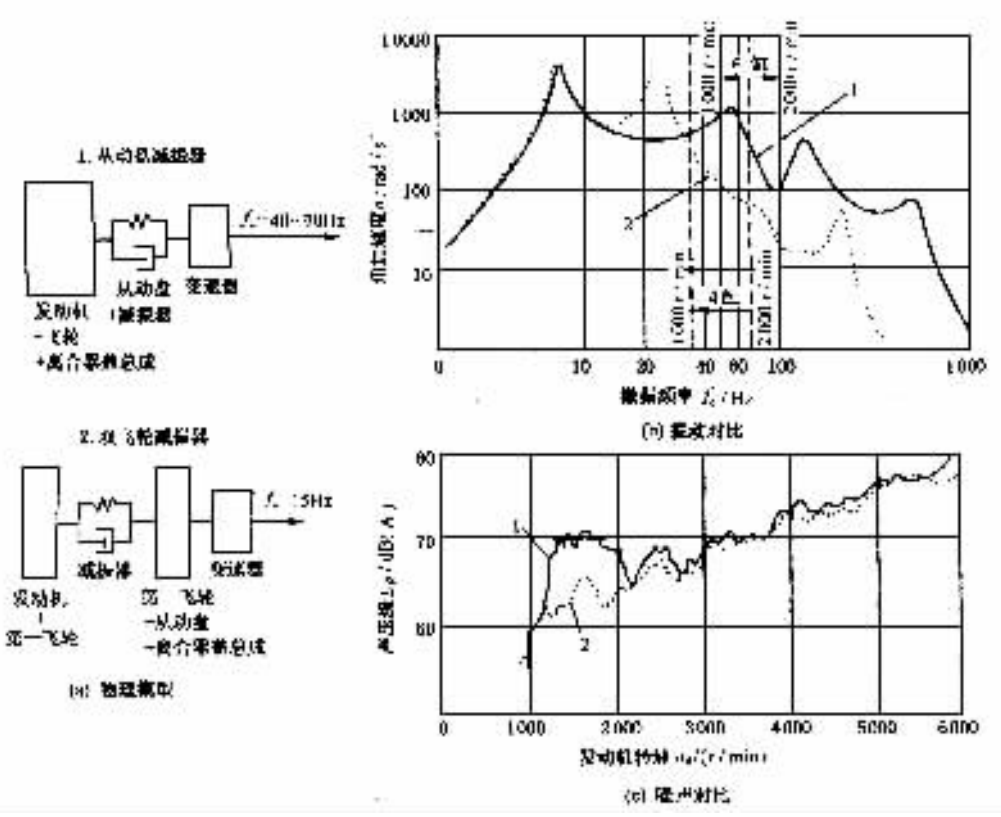


图 4－2－52 从动盘减振器与双飞轮减振器的物理模型与减振、降噪效果

1－从动盘减振器；2－双飞轮减振器

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

机转速 $n_e = 450\text{r/min}$ 或六缸发动机转速 $n_e = 300\text{r/min}$，均大大低于其怠速转速 n_i。由图 4－2－53 所示的受迫振动的共振曲线可知：当发动机转速与系统固有频率 f_c 时的临界转速 n_c 之比为 1 时便发生共振，此时振幅放大系数 β 为无穷大。为使 $\beta < 1$，应取发动机怠速转速 n_i 时的频率，与系统固有频率 f_c 之比 f_i/f_c（或 n_i/n_c）$> \sqrt{2}$（在隔振点 p 之右）。若取发动机怠速转速 $n_i = 800\text{r/min}$，则对四缸机：$n_i/n_c = 800/450 = 1.78$；对六缸机：$n_i/n_c = 800/300 = 2.67$，即均可满足 $n_i/n_c > \sqrt{2}$ 的条件，即可避免发动机在怠速和以上的转速时发生共振。

(2)可以加大减振弹簧的安装半径，降低减振弹簧刚度 K 并容许增大转角 φ。图 4－2－54 为减振弹簧刚度 K、飞轮转动惯量 $J_1 + J_2$（取 $J_1/J_2 = 1$）与在系统固有频率 f_c 时的发动机转速（即临界转速）n_c 之间的关系线，用于四缸和六缸发动机。例如，如要求在发动机转速 $n_c = 1000\text{r/min}$ 时能减小振动与噪声，则根据 $n_i/n_c > \sqrt{2}$ 的条件，应取与系统固有频率 f_c 相对应的临界转速 $n_c < n_i/\sqrt{2} = n_e/\sqrt{2} = 1000/\sqrt{2} = 707\text{r/min}$，今取 $n_c = 600\text{r/min}$，则由图 4－2－54 可知，当双飞轮转动惯量为 $J_1 + J_2 = 0.2\text{kg}\cdot\text{m}^2$ 且 $J_1 = J_2$ 时，最大减振弹簧刚度应取为：对四缸机——$K = 14\text{N}\cdot\text{m}/(°)$；对六缸机——$K = 30\ \text{N}\cdot\text{m}/(°)$。

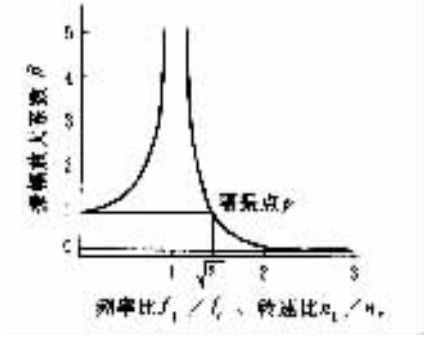


图 4－2－53　受迫振动的共振曲线

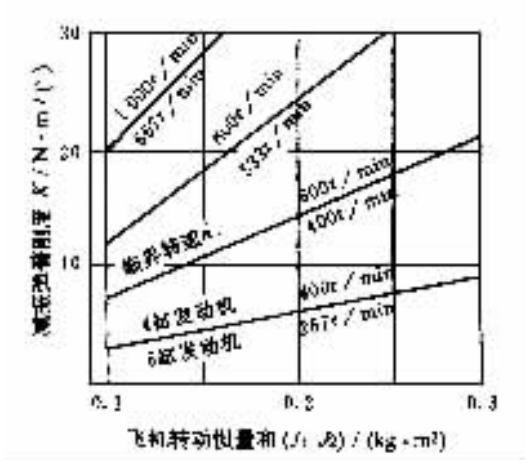


图 4－2－54　四缸与六缸发动机双飞轮减振器的 K，$(J_1 + J_2)$（$J_1 = J_2$ 时）与 n_c 之间的关系线

图 4－2－52 为某一中级轿车在装用从动盘扭转减振器和装用双飞轮扭转减振器情况下的发动机转速与在车厢内在四档满负荷时的动力一传动系噪声之间的关系曲线。由该图可见，在发动机实用转速范围，$n_c = 1000 \sim 2000\text{r/min}$（即常用车速时的发动机转速范围）内，双飞轮扭转减振器在减小变速器振动、降低动力一传动系噪声方面要大大优于从动盘扭转减振器。在低转速谐振时最大可降低的噪声达 8dB(A)之多。

(3)由于双飞轮扭转减振器的减振效果较好，因此在变速器中可以采用粘度较低的 SAE80 号齿轮油而不致产生齿轮冲击噪声，并可改善冬季的换档过程。另外，由于在从动盘上没有减振器，减小了从动盘的转动惯量，也有利于换档过程。

双飞轮扭转减振器存在的问题是其减振弹簧过早磨损。由于其减振弹簧的安装半径较大，高速时受到较大的离心力，使减振弹簧中段横向挠曲，鼓出的部分与相接触的弹簧座产生摩擦，导致弹簧过早磨损甚至早期损坏。目前研究改进的办法有：①将减振弹簧装在充满润滑油脂的封闭腔室内（图 4－2－55、图 4－2－56），润滑作用并起阻尼介质作用；②采用弹性体代

替金属减振弹簧(图 4－2－57),以减少弹簧磨损,但又需要解决弹性体温度升高后的寿命问题;③采用与从动盘扭转减振器相类似的减振弹簧安装半径。

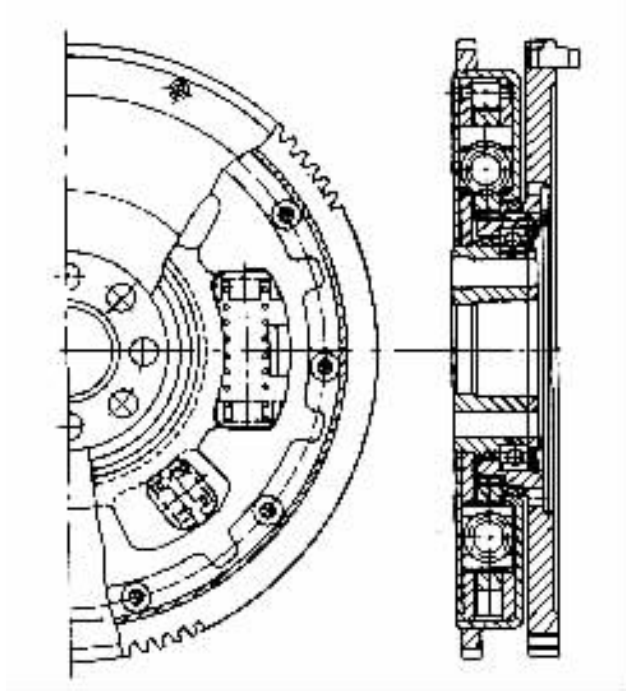


图 4－2－55 减振弹簧装于充满油脂的密封腔内的双飞轮减振器

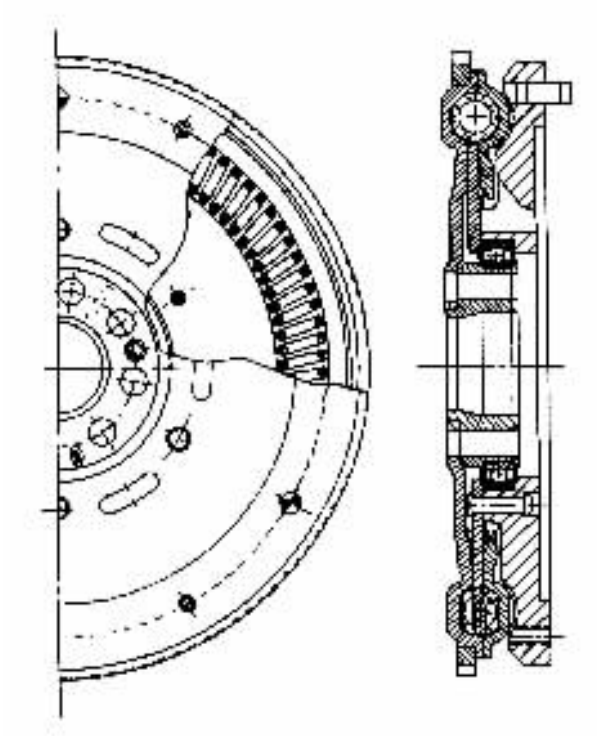


图 4－2－56 减振弹簧装于充满油脂的密封腔内的双飞轮减振器

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

图 4－2－58 及图 4－2－59 分别给出了双飞轮扭转减振器的不同结构方案。

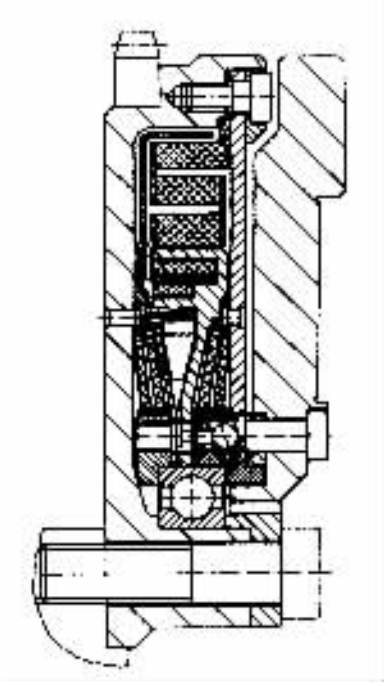


图 4－2－57　采用弹性体作减振弹簧的双飞轮减振器

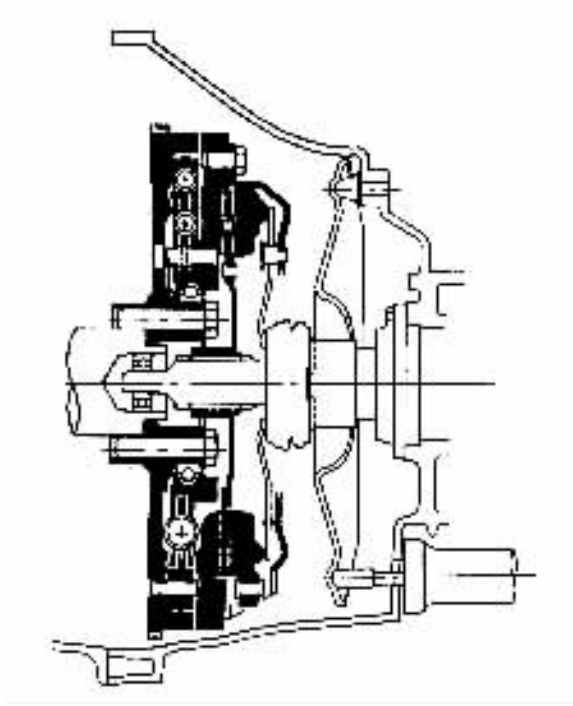


图 4－2－58　双飞轮减振器的结构方案

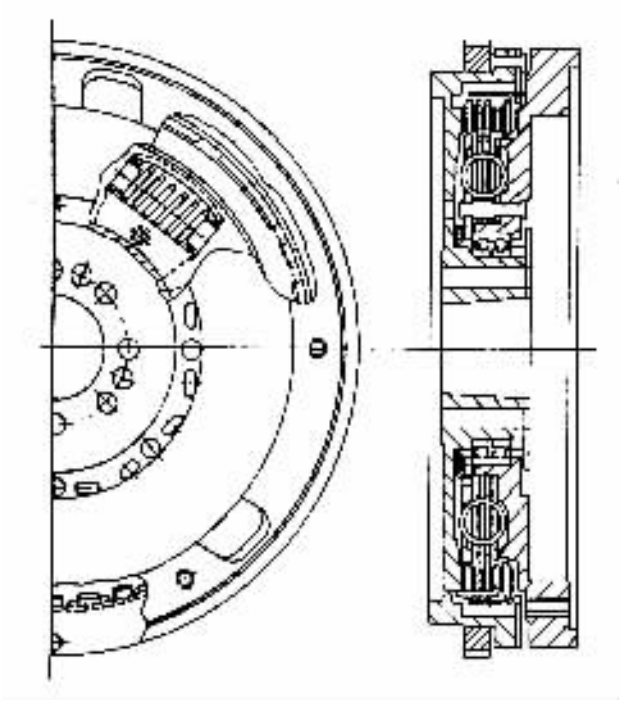


图 4－2－59　带有摩擦片扭转减振器的双飞轮减振器

三、其他主要零件的设计计算

1. 压盘

压盘形状较复杂，要求传热性好、具有较高的摩擦系数及耐磨。故通常由灰铸铁 HT200 铸成，金相组织呈珠光体结构，硬度 HB170～227。另外可添加少量金属元素（如镍、铁、锰合金等）以增强其机械强度。压盘的外径可根据摩擦片的外径由结构确定。为了使每次接合的温升不致过高，压盘应具有足够大的质量以吸收热量；为了保证在受热情况下不致翘曲变形，压盘应具有足够大的刚度且一般都较厚（载货汽车的离合器压盘，其厚度一般不小于 15mm）。此外，压盘的结构设计还应注意其通风冷却要好，例如在压盘体内铸出导风槽。压盘的厚度初步确定后，应校核离合器一次接合的温升不应超过 8℃～10℃。温升 τ 的校核按式（4－2－22）进行。若温升过高，可适当增加压盘的厚度。压盘单件的平衡精度应不低于 15～20g·cm。

压盘与飞轮通过弹性传动片连接时，则传动片应进行拉伸应力的强度校核；若通过凸块一窗孔、传力销或键连接时，则应进行挤压应力的强度校核：

$$\sigma_j = \gamma T_{e\,max} / (RzF) \tag{4-2-62}$$

式中 γ——考虑发动机转矩 $T_{e\,max}$ 分配到压盘上的比例系数，单片离合器取 $\gamma = 0.5$；

R——力的作用半径（见图 4－2－61），m；

z——工作元件（例凸块、窗孔、传动销、键）的数目；

F——接触面积，mm^2。

现有结构按上式计算的挤压应力多在 10～15MPa 范围内。对双片离合器的传力销应分别计算压盘及中间压盘处的挤压应力。另外，传力销还承受着由压盘和中间压盘作用引起的弯曲应力和离合器压紧弹簧引起的拉伸应力。因此，还需进行拉弯复合应力的强度校核（见图 4－2－60）。

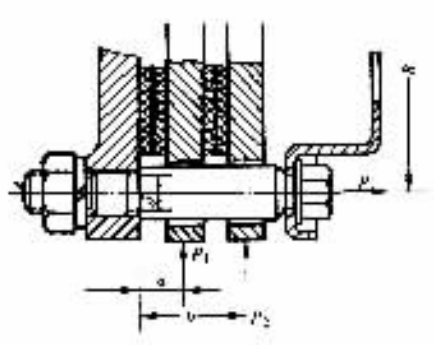


图 4－2－60 传力销的受力图

作用力：

$$\left.\begin{aligned} P_1 &= \frac{T_{e\,max}}{2nR} \\ P_2 &= \frac{T_{e\,max}}{4nR} \end{aligned}\right\} \tag{4-2-63}$$

式中 P_1, P_2——作用力，N；

$T_{e\,max}$——发动机最大转矩，N·m；

n——传力销数目；

R——力 P_1, P_2 的作用半径，m。

传力销根部的弯曲应力 σ_w（MPa）

$$\sigma_w = \frac{P_1 a + P_2 b}{0.1 d^3} = \frac{T_{e\,max}(2a + b)}{4R \cdot n \cdot 0.1 d^3} \tag{4-2-64}$$

式中 a, b——力 P_1, P_2 的作用臂，mm；

d——传力销根部直径，mm。

传力销的拉伸应力为

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

$$\sigma_L = \frac{4P}{\pi d^2 n} \tag{4-2-65}$$

传力销的拉弯复合应力为

$$\sigma_z = \sigma_w + \sigma_L \tag{4-2-66}$$

2. 从动片与从动盘毂

从动片通常用 1.3～2.0mm 厚的钢板冲压而成。有时将其外缘的盘形部分磨薄至 0.65～1.0mm，以减小其转动惯量。从动片的材料与其结构型式有关，整体式即不带波形弹簧片的从动片，一般用高碳钢（50 或 85 号钢）或 65Mn 钢板，热处理硬度 HRC38～48；采用波形弹簧片的分开式（或组合式）从动片，从动片采用 08 钢板，氰化表面硬度 HRC45，层深 0.2～0.3mm；波形弹簧片采用 65Mn 钢板，热处理硬度 HRC43～51。

从动盘毂的花键孔与变速器第一轴前端的花键轴以齿侧定心矩形花键的动配合相联接，以便从动盘毂能作轴向移动。花键的结构尺寸可根据从动盘外径和发动机转矩按国标 GB1144—74 选取（见表 4-2-7）。从动盘毂花键孔键齿的有效长度约为花键外径尺寸的（1.0～1.4）倍（上限用于工作条件恶劣的离合器），以保证从动盘毂沿轴向移动时不产生偏斜。

表 4-2-7　离合器从动盘毂花键尺寸系列

从动盘外径 D_c/mm	发动机转矩 $T_{e\,max}$/N·m	花键齿数 n	花键外径 D/mm	花键内径 d/mm	键齿宽 b/mm	有效齿长 l/mm	挤压应力 σ/MPa
160	50	10	23	18	3	20	10
180	70	10	26	21	3	20	11.8
200	110	10	29	23	4	25	11.3
225	150	10	32	26	4	30	11.5
250	200	10	35	28	4	35	10.4
280	280	10	35	32	4	40	12.7
300	310	10	40	32	5	40	10.7
325	380	10	40	32	5	45	11.6
350	480	10	40	32	5	50	13.2
380	600	10	40	32	5	55	15.2
410	720	10	45	36	5	60	13.1
430	800	10	45	36	5	65	13.5
450	950	10	52	41	6	65	12.5

花键尺寸选定后应进行挤压应力 σ_j（MPa）及剪切应力 τ_j（MPa）的强度校核：

$$\sigma_j = \frac{8T_{e\,max}}{(D^2 - d^2)znl} \leqslant [\sigma_j] = 30 \tag{4-2-67}$$

$$\tau_j = \frac{4T_{e\,max}}{(D - d)znlb} \leqslant [\tau_j] = 15 \tag{4-2-68}$$

式中　D，d——分别为花键外径及内径，mm

n——花键齿数；

l，b——分别为花键的有效齿长及键齿宽，mm；

z——从动盘毂的数目；

$T_{e\,max}$——发动机最大转矩，N·mm。

从动盘毂通常由 40Cr、45 号钢、35 号钢锻造，并经调质处理，HRC28～32。

3. 分离杠杆

分离杠杆的结构型式如前面所示。其中图(a)及(b)的结构，是由 35 号钢等中碳钢锻造(锻件硬度 HB131～156)；图(c)的结构，是由低碳(08)钢板冲压而成；摆动块则由中碳钢(35)板冲压制成。为了提高耐磨性，均进行表面氰化处理，层深 0.15～0.30mm，硬度 HRC58～63。

分离杠杆需进行弯曲强度校核。如图 4－2－61 所示，N 为分离离合器时作用于分离杠杆内端的力；l，e 分别为危险断面和中间支承中心至 N 力的垂直距离；f 为两铰接中心间的距离，则分离杠杆危险断面的弯曲应力为

$$\sigma_w = \frac{N_1}{W_w} = \frac{P_{max} fl}{enW_w} \tag{4-2-69}$$

式中 W_w——危险断面的弯曲截面系数，mm。；

n——分离杠杆的数目；

P_{max}——分离离合器时压紧弹簧的最大总压紧力，N；

l，e，f，N——见图 4－2－61。

分离杠杆的弯曲许用应力可取 $[\sigma_w] = 300 \sim 400$MPa。

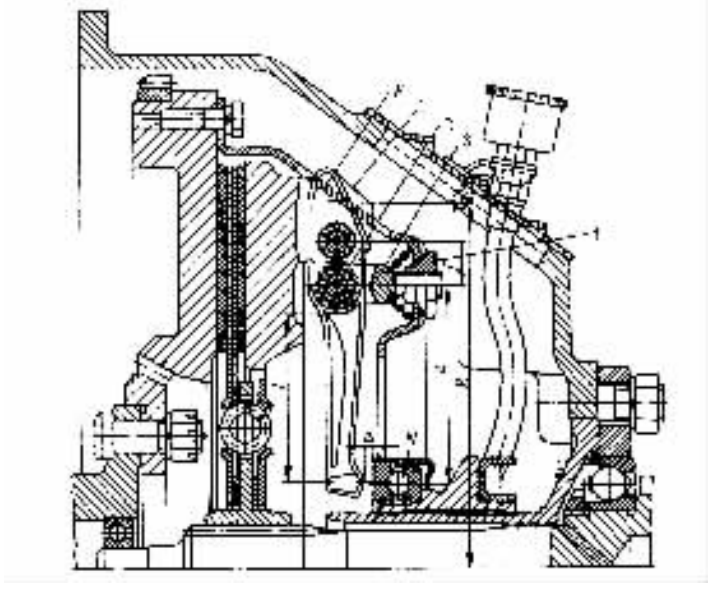


图 4－2－61 压盘及分离杠杆计算用图

1－凸块；2－分离杠杆中间支承；3－支承叉；4－调整螺母

4. 离合器盖

一般采用厚 2.5～5mm 的低碳钢(08、10)钢板冲压制造；中央弹簧离合器和重型汽车离合器的离合器盖则采用 HT200 灰铸铁铸造，以增强其刚性。离合器盖的形状和尺寸由离合器的

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

结构设计确定。在设计时要特别注意的是刚度、对中、通风散热等问题。离合器盖的刚度不够，会产生较大变形，这不仅会影响操纵系统的传动效率，还可能导致分离不彻底、引起摩擦片早期磨损，甚至使变速器换档困难。离合器盖内装有压盘、分离杠杆、压紧弹簧等，因此，其对于飞轮轴线的对中十分重要。对中方式可采用定位销或定位螺栓对中。、为了加强通风散热和清除摩擦片的磨损粉末，在保证刚度的前提下，可在离合器盖上设置循环气流的入口和出口等通风窗，甚至将盖设计成带有鼓风叶片的结构。

第六节　离合器操纵机构设计

一、设计要求

离合器的操纵比较频繁，除自动离合器外，离合器都是由司机左脚踩踏板操纵。为减轻司机的疲劳，要求踏板力尽可能地小，轿车在 80 ~ 130N 左右，载货汽车不应超过 150 ~ 200N；踏板总行程也不宜过大，一般应在 80 ~ 150mm 范围内，最大应不超过 180mm。应具有踏板自由行程的调整装置以便在离合器摩擦片磨损后用来调整和恢复分离轴承与分离杠杆间的正常间隙量；还应有踏板行程限位装置以防止操纵机构的零件受过大载荷而损坏。此外，操纵机构的传动效率要高，具有足够的刚度，不会因发动机的振动以及车架和驾驶室的变形而干涉其正常工作，工作可靠、寿命高，维修保养简易、方便等。

二、离合器操纵机构的结构型式选择

离合器操纵机构分为机械式、液压式、气压式和自动操纵机构四种。为了降低中型以上货车的踏板力，在机械式和液压式操纵机构中有时采用助力器。

1. 机械式操纵机构

有杆系传动和钢索（罩以软管的钢丝绳）传动两种型式。杆系传动（图 4 – 2 – 62）结构简单、制造容易、工作可靠，广泛用于各种类型的汽车上。但质量及摩擦损耗都较大；传动效率低；不能采用宜于司机操作的吊挂式踏板结构，踏板处的地板密封困难；由于发动机与离合器是经弹性支承安装在车架或车身上，而后者又刚性地支承着踏板轴，因此发动机的较大振动以及车架或车身的变形都会影响其正常工作，为此，操纵机构的中间连接件之一必须采用球形支座以避免运动产生干涉。当离合器需远距离操纵时，则杆系的结构复杂、布置困难，踏板的自由行程将加大，刚度及可靠性也会变差。钢索传动可消除上述缺点，但寿命较短，传动效率也不高，仅用于某些轻型轿车中。

2. 液压式操纵机构

如图 4 – 2 – 63 所示，液压式操纵机构由吊挂式离合器踏板、总泵（主缸）、分泵（工作缸）、管路系统、回位弹簧等组成。具有摩擦阻力小，传动效率高，质量小，布置方便，接合柔和（有助于降低猛接离合器时传动系的动载荷），便于采用吊挂式踏板使该处地板易于密封，车架或车身的变形以及发动机的振动不会影响其工作，系统刚度好有助于减小踏板自由行程，也便于远距离操纵及采用可翻倾式驾驶室等优点。它不仅最广泛地用于轿车及中、轻型客车及货车上，而且在大客车和重型货车上的应用也日益增多，但在中型以上的汽车上使用时应该加装助力器。

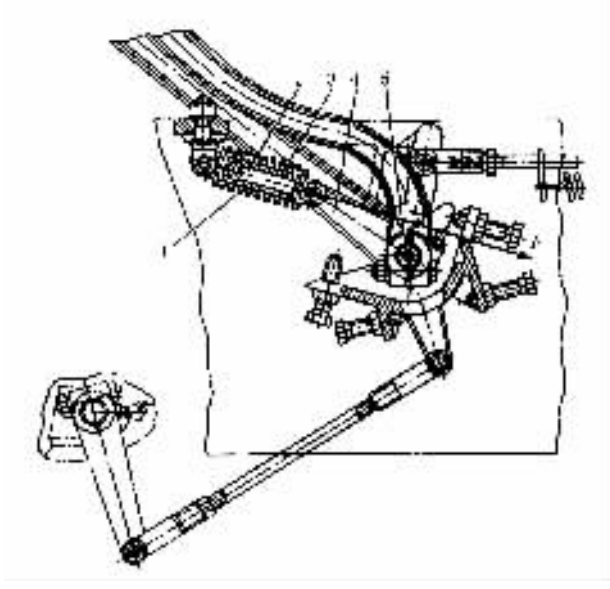


图 4－2－62 离合器机械式(杆系传动)操纵机构

1－助力弹簧；2－导杆；3－套筒；4－弹簧的作用臂；5－踏板轴

3. 机械式和液压式操纵机构的助力器

在中型以上的汽车上，为减轻离合器踏板力，在机械式和液压式操纵机构中常采用各种助力器。

弹簧式助力器如图 4－2－64 所示：助力弹簧后端 A 钩在固定于车架上的调节螺栓上，前端钩在 V 形臂的后钩耳上。V 形臂的前端与踏板臂的支脚铰接于 B 点。当离合器处于接合状态、踏板处于图示位置时，A、B 两点之间的连线略高于踏板轴的中心 O，这时弹簧对踏板起回位作用。在踩下踏板的过程中，铰接点 B 也随着踏板臂向下移动，但只要 A、B 连线未达到踏板轴中心 O 以前，弹簧一直起着不大的(因力臂很小)阻力作用。一旦 A、B 连线低于 O 点，则弹簧就起助力作用了。图 4－2－62 所示的弹簧助力在结构上虽与图 4－2－64 但作用过程及原理是类似的。弹簧式助力器的结构简单，助力效果有限，只能使踏板力降低 25%～30%。

气压式助力器多用于大型客车和重型货车上并与离合器液压操纵系组合。如图 4－2－65 所示，当踩下踏板 9 时，工作油液由总泵 10 经管路及油孔 A 压向离合器分离活塞 1，同时推动活塞 2 压缩膜片的压簧 3，使气路畅通并打开进气阀 5、关闭排气阀 4，使压缩空气进入活塞 7 的进气空间 8，推动活塞克服弹簧力并给离合器分离活塞 1 以助力。与此同时，部分压缩空气经孔 6 进入膜片的压簧 3 一侧空间，给压簧以助力，起随动平衡作用。设计时应根据离合器踏板力不应大于 150N 的要求来选择各活塞、弹簧以及膜片等的尺寸，并且要求当助力器失效时不会影响人力操纵。

4. 气压式操纵机构

在具备压缩空气装置的汽车上也可器月每压式操纵机构。它由踏板、操纵阀、工作缸、储气筒和管路等所组成(见图 4－2－66)。操纵轻便是其突出优点。设计时必须保证其随动作用，即工作缸活塞杆的行程与踏板行程成一定比例，而与作用时间的长短无关。这样就能保证当逐渐地放松离合器踏板时，离合器能平稳而柔和地接合。

操纵阀如图 4－2－67 所示，在离合器接合状态时，在弹簧 18 的作用下双向阀 13 将进气

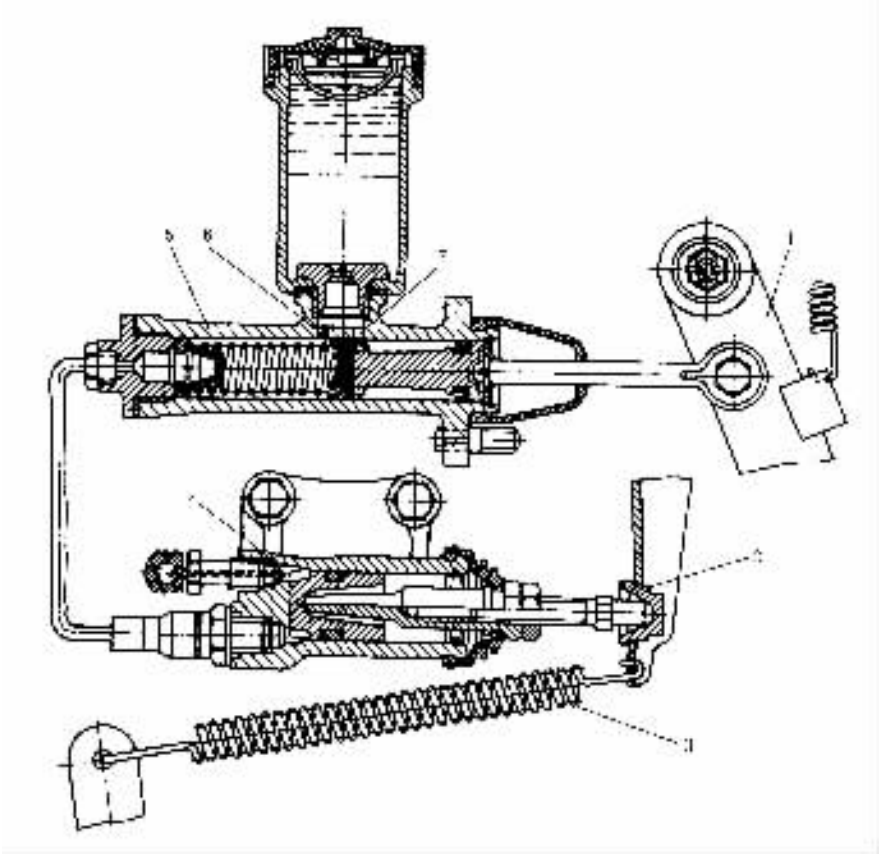


图 4－2－63　离合器的液压操纵机构

1－踏板臂；2－分离叉球形支座；3－分离叉回位弹簧；
4－分泵（工作缸）；5－总泵（主缸）；6－补偿孔；7－进油孔

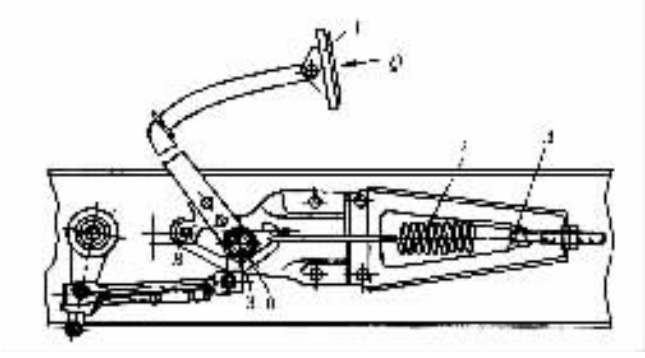


图 4－2－64　弹簧式助力器

1－离合器踏板；2－助力弹簧；3－V 形臂

阀座 14 上的进气孔关闭，切断了压缩空气通向工作缸的气路。而双向阀 13 的上球阀并未压紧排气阀座 11，因此，工作缸经排气阀座 11 的中心孔与大气接通。当踩下踏板分离离合器时，弹簧 8 及其座 6 被压下，使膜片 20 向下变形，带动排气阀座 11 下移并封闭其中心孔，切断工作缸与大气的通路。继续踩下踏板，使排气阀座 11 压下双向阀 13，打开进气孔使工作缸与压

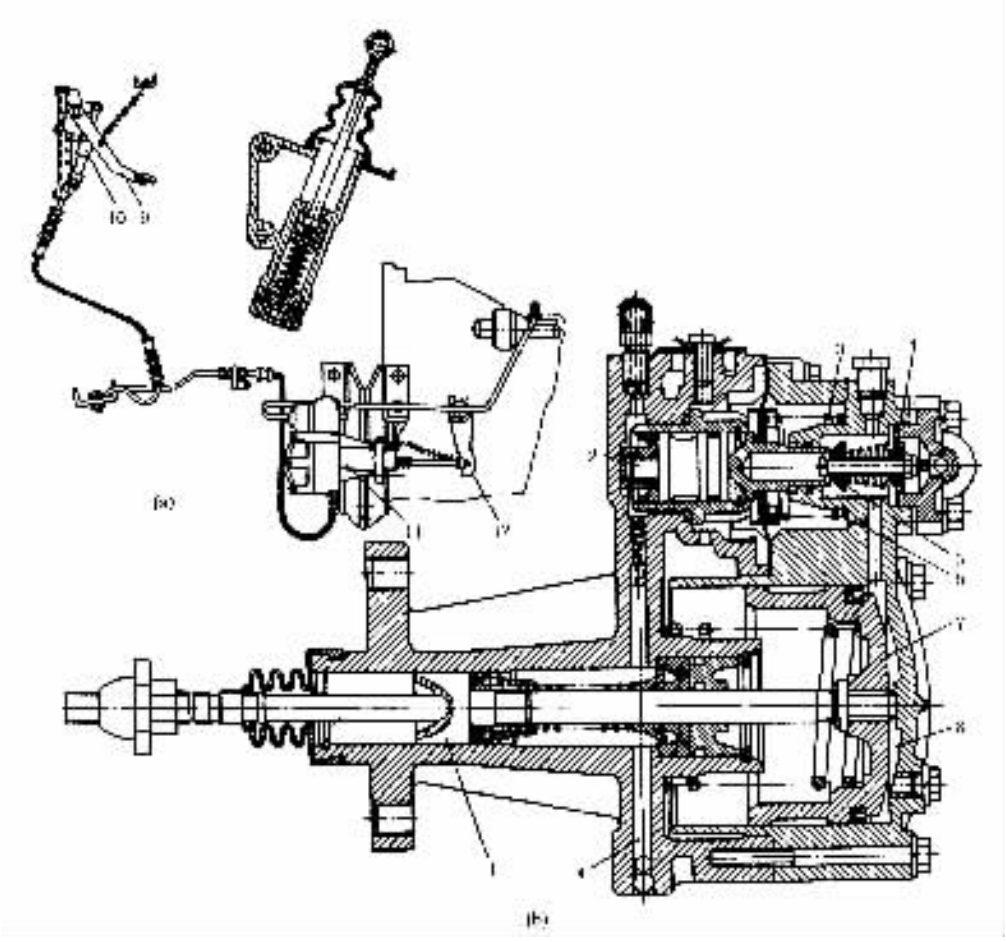


图 4－2－65 带有气压式助力器的离合器液压操纵机构

(a)－液压操纵系统；b－气压式助力器

1－离合器分离活塞；2－随动机构活塞；3－弹簧；4－排气阀；5－进气阀；6－孔；7－助力活塞；

8－活塞进气空间；9－踏板；10－总泵；11－气压式助力器；12－分离拨叉杆

缩空气接通，离合器即被迅速分离。在压缩空气进入工作缸的同时，也通过量孔 19 进入膜片下腔。当膜片所受的空气压力大于平衡弹簧 8 的预紧力时，膜片上移，双向阀 13 将进气孔关闭而此时排气阀尚未打开，则压缩空气停止进入工作缸，缸内气压保持一定，膜片上下压力相等，系统处于平衡状态。因为膜片使进、排气阀座同时处于关闭的位置是一定的，所以平衡弹簧的压缩量反映了踏板力与空气压力两种作用的结果，同时也反映了踏板行程及工作缸活塞杆行程的大小。踏板位置的变化使系统中的气压和工作缸活塞杆位置也相应改变。这种踏板行程与工作缸活塞杆行程之间按比例的随动作用保证了缓慢放松踏板时离合器的接合将平顺柔和。

5. 自动操纵机构

自动操纵机构由附在变速手柄上的触动开关控制离合器的自动分离，并能在换档后根据车速、油门开度等信号，通过随动机构使离合器平稳接合。废除了离合器踏板，实现了汽车的双踏板控制。由附在变速手柄上的触动开关及电磁阀控制的离合器真空自动操纵机构的工作原理见图 4－2－68。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

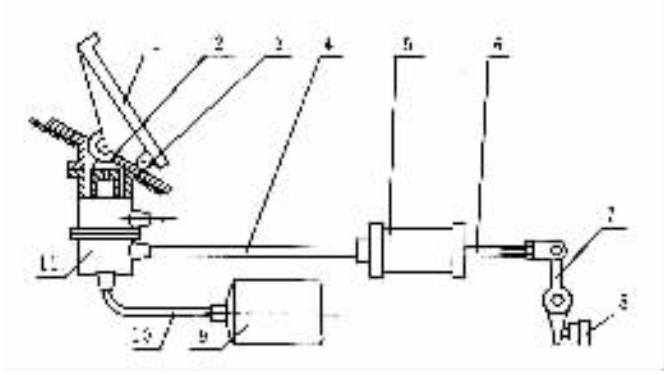


图 4－2－66　气压式操纵机构简图

1－离合器踏板；2－滚轮；3－踏板支承；4，10－管路；5－工作缸；6－推杆；7－分离拨叉；8－分离轴承；9－储气筒；11－操纵阀

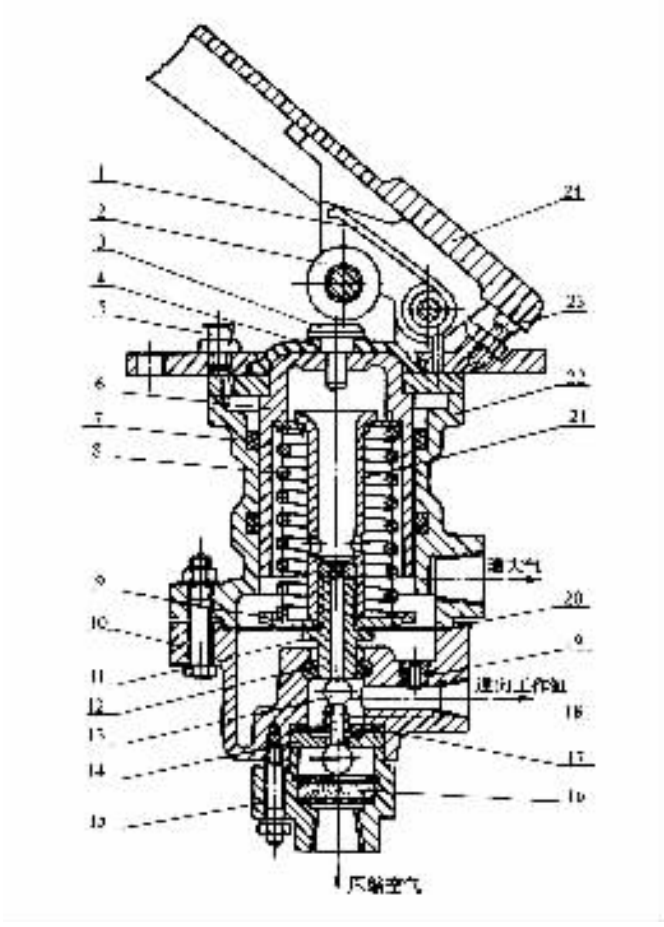


图 4－2－67　气压式操纵机构的操纵阀

1－弹簧；2－滚轮；3－推块；4－防尘罩；5－油嘴；6－弹簧座；7－密封圈；8－平衡弹簧；9－弹簧下支承；10－下阀体；11－排气阀座；12－密封环；13－双向阀；14－进气阀座；15－滤阀壳体；16－滤网；17－调整垫片；18－弹簧；19－量孔螺塞；20－膜片；21－中心套管；22－上阀体；23－调整螺栓；24－踏板

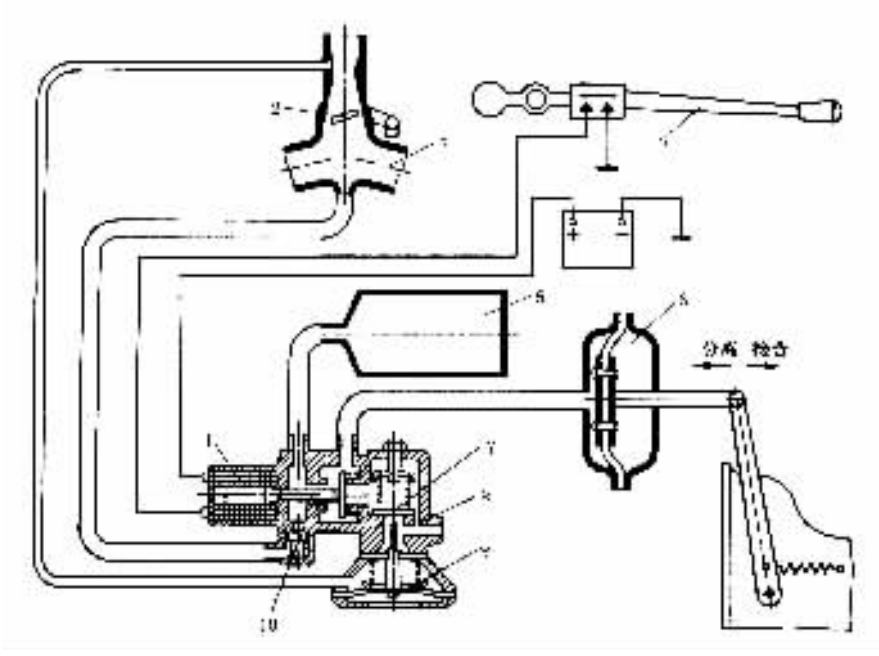


图 4－2－68 离合器的真空自动操纵机构简图

1－电磁阀；2－节流阀；3－发动机进气管；4－变速手柄；5－真空室；
6－真空加力工作腔；7－离合器接合阀；8－喷嘴；9－辅助随动真空室；10－反向阀

三、离合器操纵机构的设计计算

1. 总传动比和总行程的计算

图 4－2－69 给出了机械式和液压式操纵机构的计算用简图。踏板总行程 $S_{\sum}$ 由自由行程 S_{Δ} 和工作行程 S_g 两部分组成，即

$$S_{\sum} = S_{\Delta} + S_g \tag{4-2-70}$$

(1)机械式操纵机构的总传动比 $i_{\sum j}$ 和总行程 $S_{\sum j}$

$$i_{\sum j} = (a/b)(c/d)(e/f) \tag{4-2-71}$$

$$S_{\sum j} = \Delta(a/b)(c/d) + S \cdot i_{\sum j} \tag{4-2-72}$$

(2)液压式操纵机构的总传动比 $i_{\sum y}$，和总行程 $S_{\sum y}$

$$i_{\sum y} = (a/b)(c/d)(d/f)(d_2^2/d_1^2) \tag{4-2-73}$$

$$S_{\sum y} = \Delta(a/b)(c/d)(d/f)(d_2^2/d_1^2) + S \cdot i_{\sum y} \tag{4-2-74}$$

式中 Δ——分离轴承的自由行程，一般为 2～4mm，反映到踏板上即为踏板自由行程 S_{Δ}，一般为 20～30mm；

S——压盘行程：

$$S = Z_c \cdot \Delta S + m \tag{4-2-75}$$

Zc——离合器的摩擦表面数(单片 $Z_c = 2$，双片 $Z_c = 4$)；

Δ_S——离合器在分离状态下对偶摩擦面间的间隙，对单片离合器取 $\Delta S = 0.75 \sim 1.0$mm；双片取 $\Delta S = 0.5 \sim 0.6$mm；

内容为个人网 www.docin.com 免费下载

m——离合器在接合状态下从动盘的变形量，对具有轴向弹性的从动盘取 $m=1.0\sim1.5$mm，对非弹性从动盘取 $m=0.15\sim0.25$mm；

a,b,c,d,e,f,d_1,d_2——见图 4－2－69

踏板总行程 $S_{\sum}$不应大于 150～180mm。

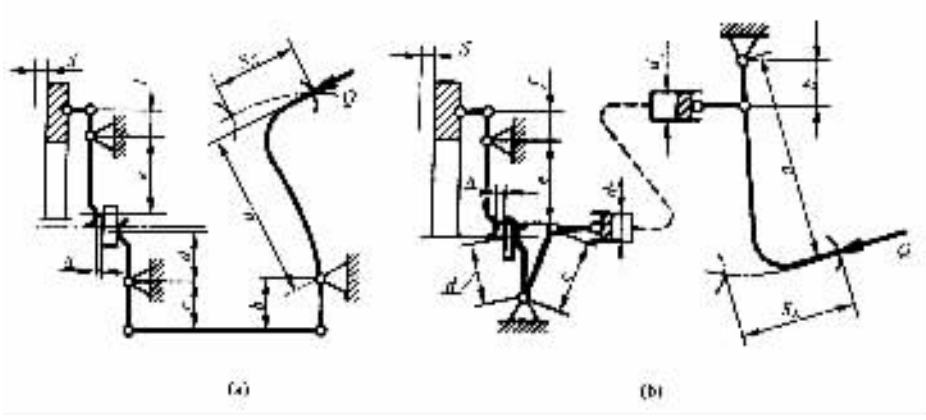


图 4－2－69　机械式和液压式离合器操纵机构简图

(a)机械式；(b)液压式

2. 离合器彻底分离时的踏板力 Q

$$Q=\frac{P_{\sum\max}}{i_{\sum}\cdot\eta}+Q_h \tag{4-2-76}$$

式中　$P_{\sum\max}$——离合器彻底分离时压紧弹簧的总压力；

$i_{\sum}$——操纵机构的总传动比；

η——操纵机构的总传动效率，对机械式操纵机构取 0.7～0.8；对液压式取 0.8～0.9；

Q_h——克服各回位弹簧(例如分离套筒及踏板等的回位弹簧)拉力所需的踏板力。

分离离合器所作的功(忽略了回位弹簧等)为

$$W=0.5(P+P_{\max})n_s\cdot S/\eta \tag{4-2-77}$$

式中　P——离合器接合状态下每个弹簧的压紧力；

$P_{\max}$——离合器彻底分离时每个弹簧的压紧力；

n_s——弹簧数；

S——压盘行程；

η——传动效率，见式(4－2－76)下说明；

在规定的踏板力和行程的允许范围内，司机分离离合器所作的功不应大于 30J。由式(4－2－77)可知，为了降低 W 值可通过减小 S 值及增大 η 值来达到。

第七节　离合器试验

除用整车道路试验考核离合器的性能及寿命外，其总成及主要零部件还要进行台架试验。在惯性试验台上测试其静、动摩擦力矩以检验后备系数和摩擦系数；以汽车满载的当量惯量模

拟一、二档(平路及坡上)起步过程测定滑磨功及温升,以衡量热负荷及抗磨损能力;在强制通风条件下,由程序控制重复模拟汽车起步的寿命试验,记录次数及摩擦片的磨损量,其他零件的损坏情况,以估计使用寿命。离合器还进行超高转速、高温(达 300℃)下的强化试验。

扭转减振器的扭转疲劳试验寿命应不低于 10^6 次。还应测试扭转减振器的极限转矩、预紧力矩、摩擦力矩、角刚度、极限转角等性能参数。

膜片弹簧进行特性测试及疲劳寿命试验。

操纵机构应经 10^6 次以上的疲劳试验且不应有明显磨损。还应检验其刚度、传动效率及分离性能。为此,要测定踏板力与行程;分离轴承力与行程;压盘行程等。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

第三章　变速器设计

第一节　变速器概述

一、变速器的功用和类型

1. 变速器的功用和组成。

前已述及，汽车上广泛采用活塞式内燃机，其转矩和转速变化范围较小，而复杂的使用条件则要求汽车的牵引力和车速能在相当大的范围内变化。为解决这一矛盾，在传动系统中设置了变速器。它的功用是：①改变传动比，扩大驱动轮转矩和转速的变化范围，以适应经常变化的行驶条件，同时使发动机在有利（功率较高而耗油率较低）的工况下工作；②在发动机旋转方向不变的前提下，使汽车能倒退行驶；③利用空档，中断动力传递，以使发动机能够起动、怠速，并便于变速器换档或进行动力输出。

变速器由变速传动机构和操纵机构组成，需要时，还可以加装动力输出器。

2. 变速器的类型

1）按传动比变化方式，汽车变速器可分为有级式、无级式和综合式三种。

有级式变速器应用最广泛。它采用齿轮传动，具有若干个定值传动比。按所用轮系形式不同，有轴线固定式变速器（普通变速器）和轴线旋转式变速器（行星齿轮变速器）两种。目前，轿车和轻、中型货车变速器的传动比通常有 3～5 个前进档和一个倒档，在重型货车用的组合式变速器中，则有更多档位。所滑变速器档数即指其前进档位数。

无级式变速器的传动比在一定的数值范围内可按无限多级变化，常见的有电力式和液力式（动液式）两种。电力式无级变速器的变速传动部件为直流串激电动机，除在无轨电车上应用外，在超重型自卸车传动系中也有广泛采用的趋势。动液式无级变速器的传动部件是液力变矩器。

综合式变速器是指由液力变矩器和齿轮式有级变速器组成的液力机械式变速器，其传动比可在最大值与最小值之间的几个间断的范围内作无级变化、目前应用较多。

2）按操纵方式不同，变速器又可分为三种：

强制操纵式变速器靠驾驶员直接操纵变速杆换档，为大多数汽车所采用。

自动操纵式变速器的传动比选择和换档是自动进行的。所谓“自动”，系指机械变速器每个档位的变换是借助反映发动机负荷和车速的信号系统来控掛换档系统的执行元件而实现的。驾驶员只需操纵加速踏板以控制车速。

半自动操纵式变速器有两种形式。一种是常用的几个档位自动操纵，其余档位则由驾驶员操纵；另一种是预选式，即驾驶员预先用按钮选定档位，在踩下离合器踏板或松开加速踏板时，接通一个电磁装置或液压装置来进行换档。

在多轴驱动的汽车上，变速器之后还装有分动器，以便把转矩分别输送给各驱动桥。

本章介绍普通齿轮式变速器、组合式变速器和分动器等。液力变矩器和行星齿轮变速器将在自动变速器中阐述。

二、变速器的变速传动机构

(一)普通齿轮式变速器

普通齿轮式变速器也称轴线固定式变速器,它按变速器的传动齿轮轴的数目,可分为两轴式变速器和三轴式变速器。

1. 三轴式变速器

三轴式变速器是中、轻型货车上广泛采用的传统结构形式。图 4 - 3 - 1 所示为解放 CA10911 型汽车的三轴式六档变速器。它具有三根传动齿轮轴:第一轴(输入轴)1,中间轴 30 和第二轴(输出轴)28。第一轴的前端借离合器与发动机曲轴相连,第二轴后端通过凸缘与万向传动装置相连。齿轮 2 与第一轴制成一体,与齿轮 40 构成常啮合传动齿轮副。齿轮 33、35、36、37、38 和 45 都固定在中间轴上,而齿轮 8、9、16、,17、22 和 25 则空套在第二轴上。花键毂 13、32、34 和 41 以其内花键与第二轴上的外花键相连接,并可不能作轴向移动(用卡环锁止)。

固定在第二轴上的各个花键毂 13、32、34 和 41 的外圆表面上均制有与其相邻齿轮的接合齿圈齿形完全相同的外花键,分别与相应的具有内花键的各个接合套相接合,并可沿花键毂轴向滑动。在该变速器中,除一、倒档外,均采用同步器换档,二档使用锁销式同步器,三 ~ 六档使用锁环式同步器。

组装好的变速器总成用螺栓固定在飞轮壳 42 上,并以第一轴轴承盖 44 的外圆面与离合器壳相应的孔配合,以保证第一轴和曲轴的轴线重合。第二轴 28 后段花键上装有用以连接万向传动装置的凸缘。

第一轴 1 的前端用向心球轴承支承在飞轮的中心孔内,其后端则利用圆柱滚子轴承支承在变速器壳体上。第二轴的前端用滚针轴承支承在第一轴齿轮 2 内圆孔中,其后端亦利用圆柱滚子轴承支承在壳体上。中间轴 30 的两端也采用圆柱滚子轴承为支承。倒档轴 47 用锁片固定在壳体上,防止其转动和轴向移动。

在该变速器中,由于各个档位利用同步器和接合套换档,第二轴和中 1 间轴的轴向尺寸较大。为提高轴的支承刚度和轴承的承载能力,故第一、二轴和中间轴的支承有必要全部采用圆柱滚子轴承。与圆锥滚子轴承相比,它省去了调整轴承预紧度的繁琐操作。但由于圆柱滚子轴承(包括圆锥滚子轴承)的接触线长,滚动阻力较大,在汽车的大负荷、长时间运行中,易产生发热现象,严重时轴承可能被烧毁,故应加强变速器的润滑。

为减少内摩擦引起的零件磨损和功率损失,须在壳体内注入齿轮油,采用飞溅方式润滑各齿轮副、轴与轴承等零件的工作表面。因此,壳体一侧有加油口,壳体底部有放油塞。油面高度即由加油口位置控制。在第一轴常啮合传动齿轮 2 和第二轴上的齿轮 9、17 上钻有径向油孔,第二轴上的其他齿轮,如齿轮 8、16、22、25 在其轮毂端面开有径向油槽,以便润滑所在部位的滚针轴承。为防止润滑油从第一轴与轴承盖 44 之间的间隙流入离合器而影响其摩擦性能,在轴承盖内安装了橡胶油封 43,并在壳体上开有回油孔。为防止润滑油从第二轴后端流到中央制动器的工作表面上,在变速器后盖 31 内亦装有橡胶油封,并在各轴承盖、后盖、上盖等接合面间装入密封纸垫。近年来,在这些表面上又改用了平面密封胶,对防止漏油有明显效果。为防止变速器工作时由于油温升高,气压增大而造成润滑油渗漏现象,在变速器盖上装有通气塞。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

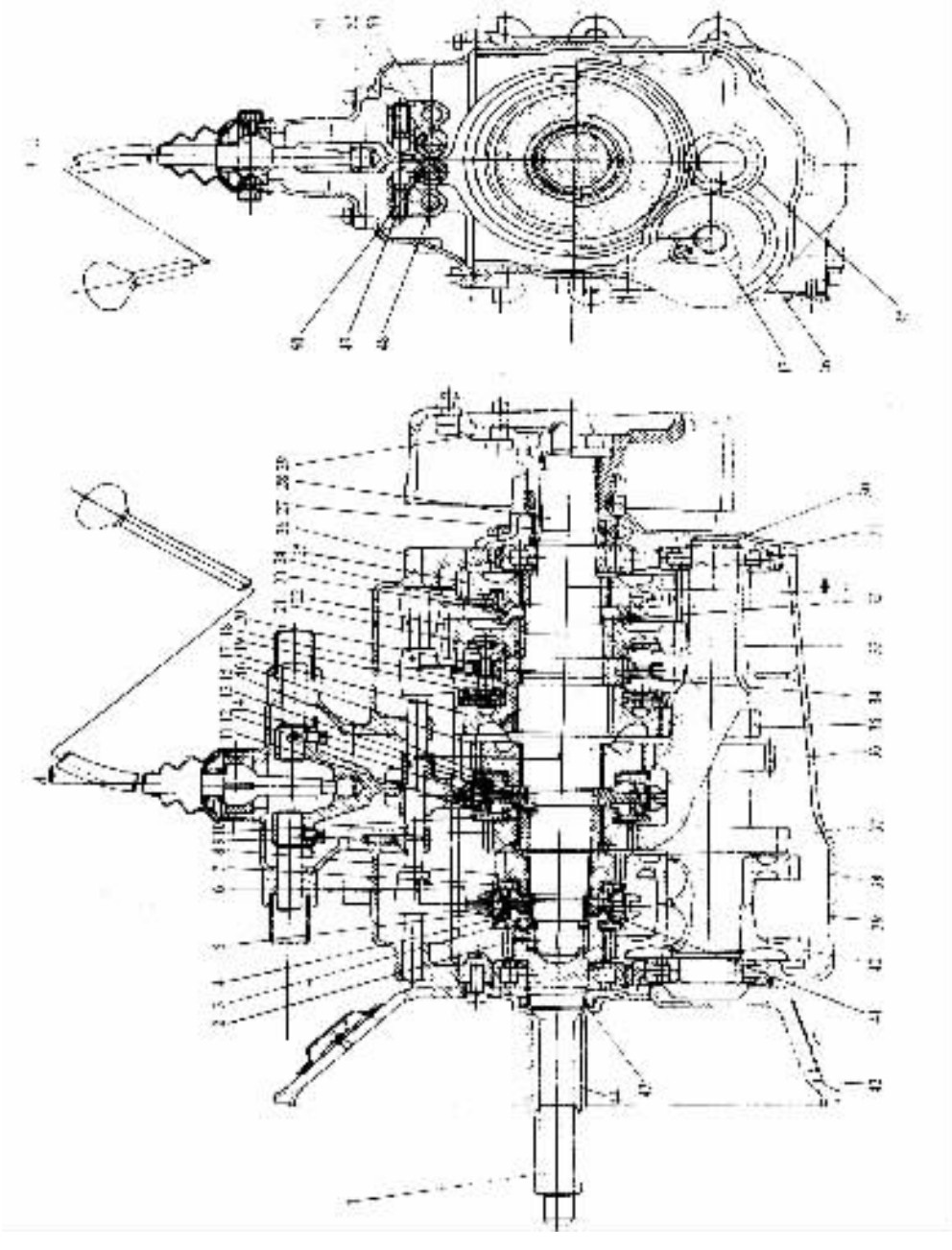


图 4－3－1　解放 CA1091 型汽车变速器

1－第一轴；2－第一轴啮合传动齿轮；3－第一轴齿轮接合齿圈；4－六档同步器锁环；5、12、20、23－接合套；6－五档同步器锁环；7－五档齿轮接合齿圈；8－第二轴五档齿轮；9－第二轴四档齿轮；10－四档齿轮接合齿圈；11－四档同步器锁环；13、32、34、41－花键毂；14－三档同步器锁环；15－三档齿轮接合齿圈；16－第二轴三档齿轮；17－第二轴二档齿轮；18－二档齿轮接合齿圈；19－二档同步器锁环；21－一档齿轮接合齿圈；22－第二轴一档齿轮；24－倒档齿轮接合齿圈；25－第二轴倒档齿轮；26－变速器盖；27－车速表驱动蜗杆；28－第二轴；29－第二轴凸缘；30－中间轴；31－变速器后盖；33－中间轴一档齿轮；35－中间轴二档齿轮；36－中间轴三档齿轮；37－中间轴四档齿轮；38－中间轴五档齿轮；39－变速器壳体；40－中间轴常啮合传动齿轮；42－飞轮壳；43－第一轴油封；44－第一轴承盖；45－中间轴倒档齿轮；46－倒档中间齿轮；47－倒档轴；48－倒档拔叉轴；49－倒档锁销；50－一、二、档拔叉轴；51－五、六档锁销；52－三、四档拔叉轴；53－五、六档拔叉轴

图 4－3－2 所示为上述六档变速器的传动示意图，图示为变速器的空档位置。当第一轴旋转时，通过齿轮 2 带动中间轴及其上的各齿轮旋转。由于齿轮 8、9、16、17、22 和 25 是空套在第二轴上的，故第二轴不能被驱动。

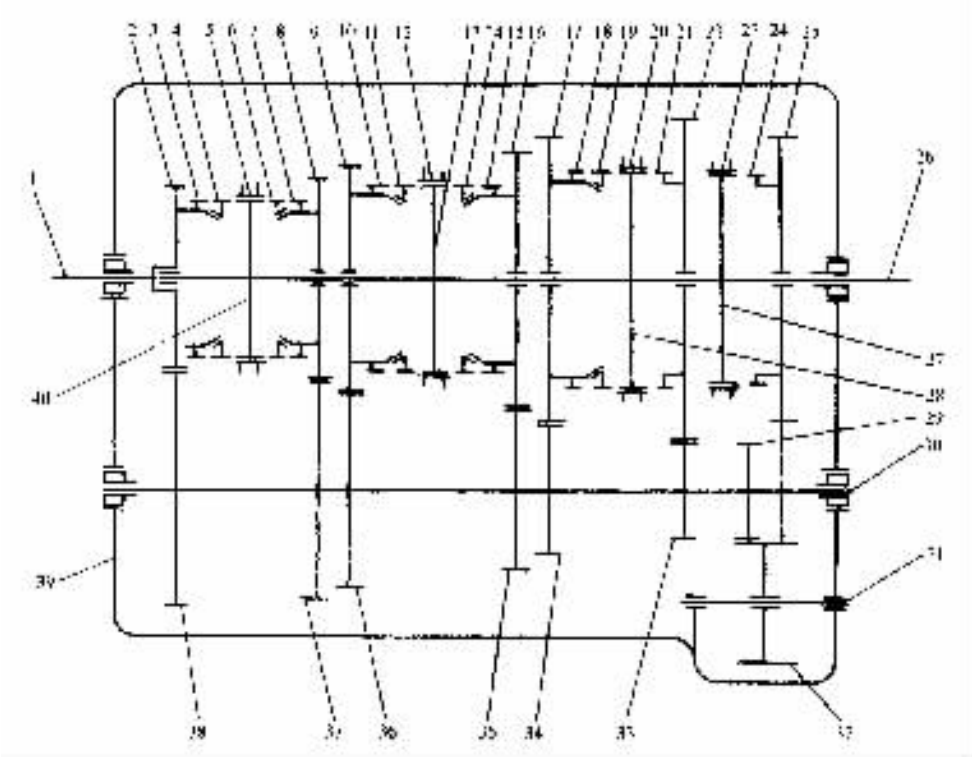


图 4－3－2 解放 CA1091 型汽车六档变速器传动示意图

1－第一轴；2－第一轴常啮合传动齿轮；3－第一轴齿轮接合齿圈；4－六档同步器锁环；5、12、20、23－接合套；6－五档同步器锁环；7－五档齿轮接合齿圈；8－第二轴五档齿轮；9－第二轴四档齿轮；10－四档齿轮接合齿圈；11－四档同步器锁环；13、27、28、40－花键毂；14－三档同步器锁环；15－三档齿轮接合齿圈；16－第二轴三档齿轮；17－第二轴二档齿轮；18－二档齿轮接合齿圈；19－二档同步器锁环；21－一档齿轮接合齿圈；22－第二轴一档齿轮；24－倒档齿轮接合齿圈；25－第二轴倒档齿轮；26－第二轴；29－中间轴倒档齿轮；30－中间轴；31－倒档轴；32－倒档中向齿轮；33－中间轴一档齿轮；34－中间轴二档齿轮；35－中间轴三档齿轮；36－中间轴四档齿轮；37－中间轴五档齿轮；38－中间轴常啮合传动齿轮；39－变速器壳体

欲挂上一档，可操纵变速杆，通过拨叉使接合套 20 右移，与一档齿轮接合齿圈 21 接合后，动力便可从第一轴依次经齿轮 2、38、中间轴、齿轮 33、22、接合齿圈 21、接合套 20、花键毂 28，再通过花键连接传给第二轴。一档传动比为

$$i_1 = \frac{z_{38}}{z_2} \times \frac{z_{22}}{z_{33}} = \frac{43}{22} \times \frac{43}{11} = 7.640$$

式中 z 表示齿轮齿数，其下标数字表示各齿轮在图中的标号，以下同此。第一档指的是传动比最大的前进档，以下类推。

欲脱开一档，可通过拨叉使接合套 20 左移，使接合套与接合齿圈 21 脱离啮合，则变速器退回空档位置。若将接合套 20 继续左移使之与二档同步器锁环 19 的接合齿圈和二档齿轮接

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

合齿圈 18 接合后，变速器便从一档换入了二档。此时动力从第一轴依次经齿轮 2、38、中间轴、齿轮 34、17、接合齿圈 18、接合套 20、花键毂 28，最后传给第二轴。其传动比为

$$i_2=\frac{z_{38}}{z_2}\times\frac{z_{17}}{z_{34}}=\frac{43}{22}\times\frac{47}{19}=4.835$$

同理，使接合套 12 右移到与接合齿圈 15 接合，则可得到三档，传动比为

$$i_3=\frac{z_{38}}{z_2}\times\frac{z_{16}}{z_{35}}=\frac{43}{22}\times\frac{38}{26}=2.857$$

使接合套 12 左移到与接合齿圈 10 接合，便换上四档，传动比为

$$i_4=\frac{z_{38}}{z_2}\times\frac{z_9}{z_{36}}=\frac{43}{22}\times\frac{32}{33}=1.895$$

使接合套 5 右移到与接合齿圈 7 接合，则换入五档，传动比为

$$i_5=\frac{z_{38}}{z_2}\times\frac{z_8}{z_{37}}=\frac{43}{22}\times\frac{26}{38}=1.337$$

因此

$$i_1>i_2>i_3>i_4>i_5>1$$

若使接合套 5 左移到与接合齿圈 3 接合，则换入第六档，此时动力从第一轴经齿轮 2、接合齿圈 3、接合套 5 和花键毂 40 直接传给第二轴，而不再经过中间轴齿轮传动，故这种档位称为直接档，其传动比 $i_6=1$。

为实现汽车倒向行驶，存中间轴的一侧还设置了二根较短的倒档轴 31（图中按惯例采用展开画法，将倒档轴画在中间轴的下方），其上空套着倒档中间齿轮 32，它与第二轴倒档齿轮 25 为常啮合斜齿轮。倒档中间齿轮 32 与中间轴上的齿轮 29 亦为常啮合斜齿轮。使接合套 23 右移与接合齿圈 24 接合，即得倒档。挚力从第一轴经齿轮 2、38、中间轴、齿轮 29、32、25、接合齿圈 24、接合套 23、花键毂 27 传到二轴。由于增加了一个中间齿轮，故第二轴的旋转方向与第一轴相反，汽车便倒向行驶。倒档传动比为

$$i_R=\frac{z_{38}}{z_2}\times\frac{z_{32}}{z_{29}}\times\frac{z_{25}}{z_{32}}=\frac{43}{22}\times\frac{23}{11}\times\frac{40}{23}=7.107$$

i_R 的数值较大，一般与 i_1 相近。这是考虑到安全，希望倒车速度尽可能低些。

在变速器中利用了同步器和接合套换档，可把中间轴上与第二轴上相啮合的传动齿轮制成常啮合的斜齿轮，从而减小变速器工作时的噪声，减小变速器尺寸及提高齿轮使用寿命。

图 4－3－3 所示为解放 CA1040 系列轻型载货汽车所选用的 CAS5—20A 变速器。它也具有三根传动齿轮轴，有五个前进档和一个倒档。除倒档外，各档均采用锁环式同步器换档。其各档传动比为

$$i_1=\frac{z_{45}}{z_2}\times\frac{z_{35}}{z_{36}}=\frac{38}{21}\times\frac{40}{13}=5.568$$

$$i_2=\frac{z_{45}}{z_2}\times\frac{z_{38}}{z_{37}}=\frac{38}{21}\times\frac{36}{23}=2.832$$

$$i_3=\frac{z_{45}}{z_2}\times\frac{z_{14}}{z_{39}}=\frac{38}{21}\times\frac{28}{31}=1.634$$

$$i_4=1\text{（直接档）}$$

$$i_5=\frac{z_{45}}{z_2}\times\frac{z_{12}}{z_{42}}=\frac{38}{21}\times\frac{18}{41}=0.794$$

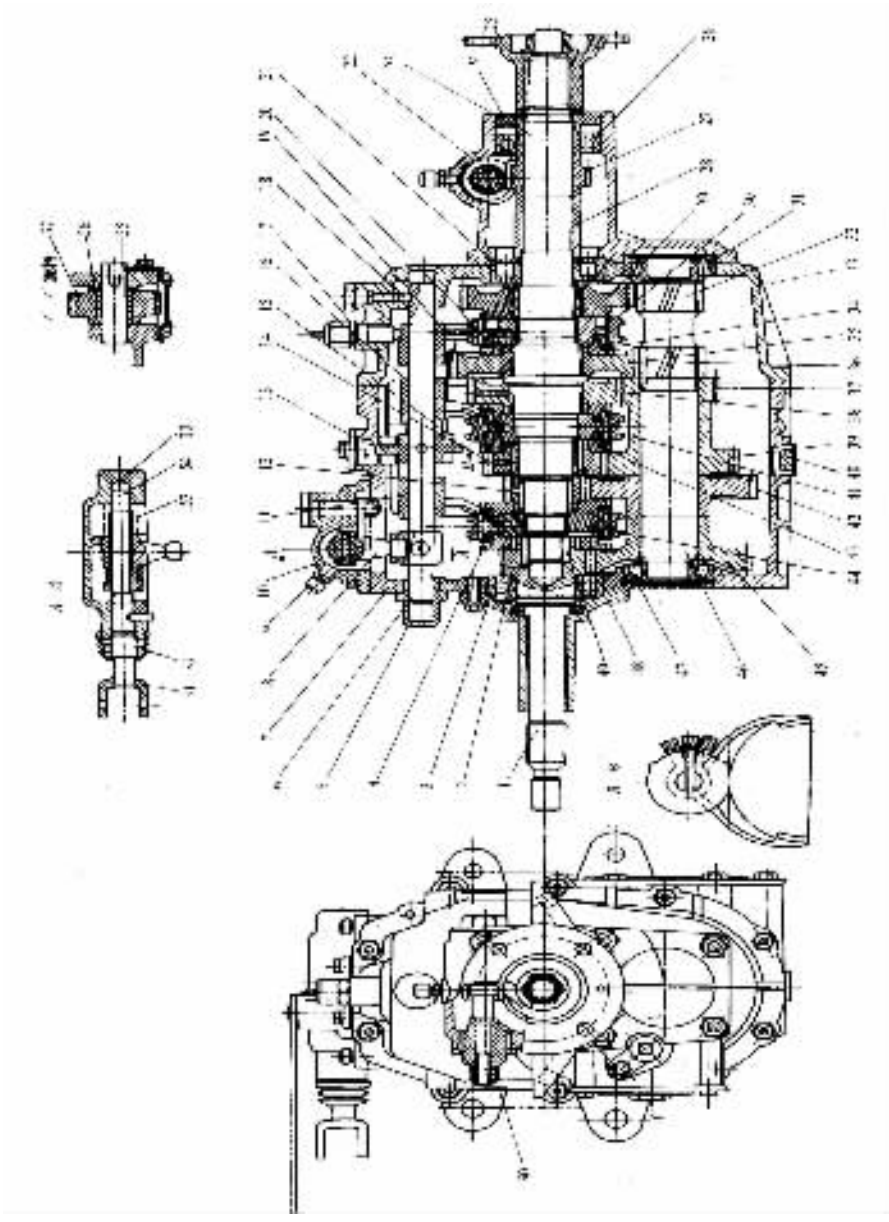


图 4－3－3 解放 CA1040 系列轻型载货汽车变速器

1－第一轴；2－第一轴常啮合轮；3－第一轴后轴承（球轴承）；4－第四、五档同步器锁环；5－轴套；6－变速拨叉轴；7－变速器前壳体；8－选档拨头；9－通气塞；10－变速机构座；11、16、19－变速拨叉；12－第二轴五档齿轮；13－限位块；14－第二轴三档齿轮；15－变速拨叉杆；17－倒车灯开关总成；18－自锁钢球；20－接合套；21－第二轴后轴承（圆柱滚子轴承）；22－变速器后轴承盖；23－变速器第二轴；24－油封总成；25－第二轴凸缘；26－第二轴辅助轴承；27－速度表主动齿轮；28－隔套；29－第二轴倒档齿轮；30、41、44－花键毂；31－中间轴后轴承；32－中间轴倒档齿轮；33－变速器后壳体；34－一档同步器锁环；35－第二轴一档齿轮；36－中间轴一档齿轮；37－中间轴二档齿轮（双联齿轮）；38－第二轴二档齿轮；39－中间轴三档齿轮（与齿轮 37 构成双联齿轮）；40－放油塞；42－中间轴五档齿轮；43－二、三、档同步器锁环；45－中间轴常啮合齿轮；46－中间轴；47－中间轴前轴承；48－第一轴轴承盖；49－第二轴前轴承（滚针轴承）；50－速度表从动齿轮；51－换档臂；52－防尘罩；53－倒档阻尼弹簧；54－换档轴；55－倒档轴；56－减磨片；57－倒档中间齿轮

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

$$i_R = \frac{z_{45}}{z_2} \times \frac{z_{57}}{z_{32}} \times \frac{z_{29}}{z_{57}} = \frac{38}{21} \times \frac{36}{13} = 5.011\text{(倒档)}$$

该变速器的第五档传动比 $i_5 < 1$，称为超速档。

在有些轿车和轻、中型货车的变速器的直接档之后，还加设了这样一个超速档（$i = 0.7 \sim 0.85$）。超速档主要用于在良好路面上轻载或空车行驶的场合，借此提高汽车的燃油经济性。但如果发动机功率不高，则超速档使用率很低，节油效果不显著，而且将影响汽车的动力性。

图 4－3－4 所示为东风 EQ1141G 型汽车（装载质量 8t、平头车）五档变速器。其中，除一、倒档为直齿轮传动外，其余各档均为斜齿轮传动。四、五档用锁环式同步器换档，二、三档用锁销式同步器换档，一、倒档则采用接合套换档。图示位置为空档。用拨叉拨动四、五档同步器 4 中的接合套，使之向左或向右移，便可挂上五档（直接档）或四档；当向左或向右移动同步器 7 中的接合套，即可挂入三档或二档；当向右拨动接合套 10，便可挂入一档；使接合套 10 左移便得到倒档。各档传动比为：$i_5 = 1$，$i_4 = z_{25}/z_3 \times z_5/z_{24} = 1.443$，$i_3 = z_{25}/z_3 \times z_6/z_{23} = 2.169$，$i_2 = z_{25}/z_3 \times z_8/z_{22} = 3.781$，$i_1 = z_{25}/z_3 \times z_{11}/z_{17} = 6.540$，$i_R = z_{25}/z_3 \times z_{20}/z_{18} \times z_9/z_{21} = 6.530$。

齿轮 17、18 和 22 与中间轴制成一体，可提高其轴的刚度和强度。

2. 两轴式变速器

两轴式变速器的结构特点是，无中间轴，输入轴和输出轴平行。动力从输入轴（第一轴）输入，经一对齿轮传动后，直接由输出轴（第二轴）输出。图 4－3－5 所示为与横向布置的前置发动机前轮驱动形式相配合使用的两轴式变速器（其传动系统的布置方案参见图 14－2）。在变速器输入轴 1 上固连着一、二、三、四档主动齿轮，与之常啮合的四个档位的从动齿轮，则通过轴承空套在输出轴 7 上。所有四个前进档都有同步器。前驱动桥主减速器的主动圆柱齿轮 16 直接装在输出轴的伸出端。

当接合套 12 向左或向右移动到与相应的接合齿圈接合时，便得到一档或二档。而向右或向左移动接合套 9 时，则挂上三档或四档。各档传动比是 $i_1 = z_{13}/z_2$，$i_2 = z_{11}/z_4$，$i_3 = z_{10}/z_5$，$i_4 = z_8/z_6$。

可见，两轴式变速器的结构简单、紧凑，且容易布置。它多于用发动机前置前轮驱动（FF 方案）或发动机后置后轮驱动（RR 方案）的普通级和中级轿车上。例如，奥迪 100 型、红旗 CA7220 型、捷达、桑塔纳、富康及夏利等轿车均采用之。

图 4－3－6 所示为一汽－大众生产的奥迪 100 型轿车上采用的两轴式 012 变速器。它是一种与纵向布置的前置发动机相配合使用的两轴式变速器。该变速器具有五个前进档和一个倒档，全部采用同步器换档。若将输入轴 2 上的五档齿轮 12 及输出轴 20 上的五档齿轮 17 拆下，而分别以隔离套 11 和 18（起补位作用）置换时，原五档变速器则变为四档变速器。集油器 13 把飞溅的润滑油收集起来，并通过孔道流至输入轴和输出轴右端的轴承处，以保证其充分润滑。前驱动桥主减速器的主动圆锥齿轮 25 与输出轴制成一体。当把五档变速器改变为四档变速器时，应更换输出轴，其前端的主减速器主动锥齿轮的齿数和模数均不同于原输出轴，以适应不同车速和转矩的需要。

奥迪 100 型轿车所采用的 012 变速器的传动示意图，见图 4－3－7。图中所示的半轴、主减速器和差速器部分所在的平面应该与变速器部分所在的平面互相垂直。为使传动关系表述清楚，将这两个平面画成同一个平面。

因各档全部采用同步器换档，故各档齿轮均采用常啮合斜齿轮。换档时，只要拨动拨叉使接合套轴向移动即可脱档或挂档。012 变速器各档传动比是，$i_1 = z_{18}/z_2 = 39/11 = 3.545$，$i_2 =$

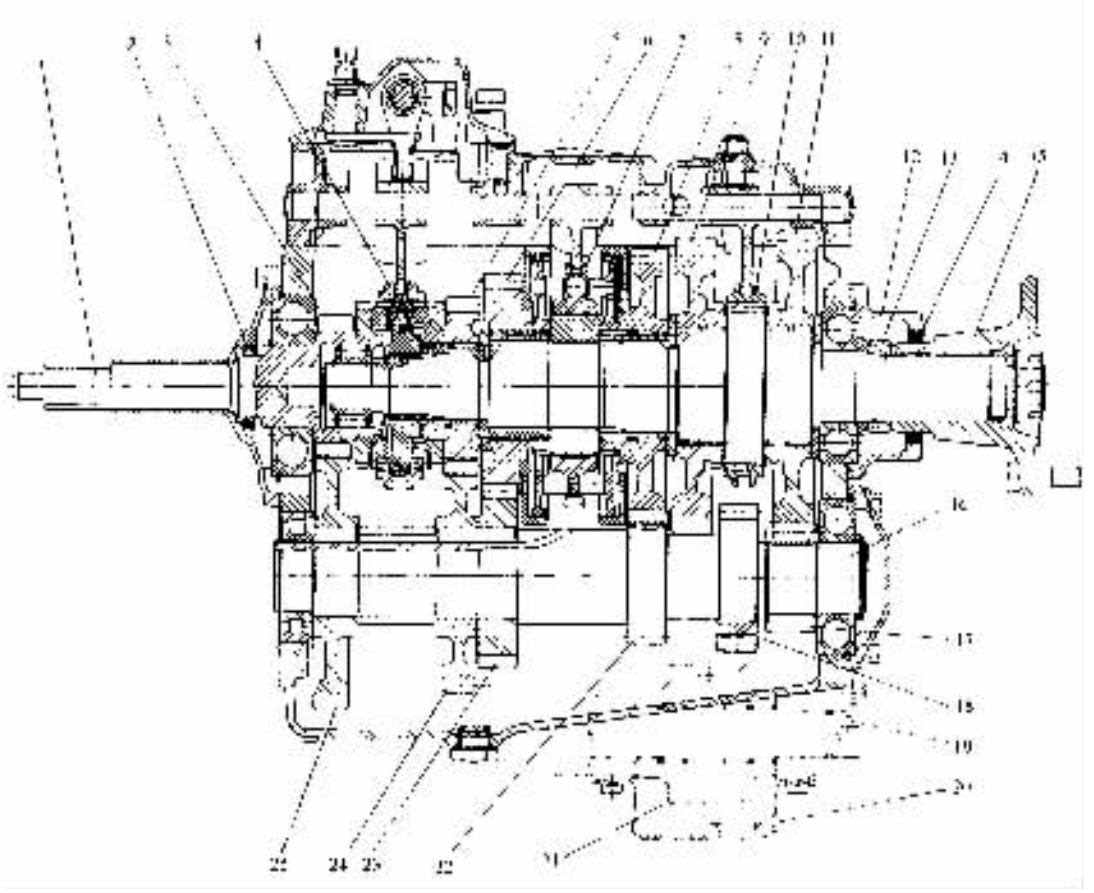


图 4－3－4 东风 EQ1141G 型汽车变速器

1－第一轴；2－第一轴油封；3－第一轴常啮合传动齿轮；4－四、五档锁环式同步器；5－第一轴四档齿轮；6－第二轴档齿轮；7－二、三档锁销式同步器；8－第二轴二档齿轮；9－第二轴倒档齿轮；10－一、倒档接合套；11－第二轴一档齿轮；12. 第二轴后轴承盖；13－速度表蜗杆；14－油封；15－第二轴凸缘；16－中间轴；17－中间轴一档齿轮；18－中间轴倒档齿轮；19－倒档轴；20、21－倒档中间双联齿轮；22－中间轴二档齿轮；23－中间轴三档齿轮；24－中间轴四档齿轮；25－中间轴常啮合传动齿轮

$z_{16}/z_3 = 40/19 = 2.105$，$i_3 = z_{15}/z_4 = 40/28 = 1.429$，$i_4 = z_{14}/z_6 = 35/34 = 1.029$，$i_5 = z_{13}/z_7 = 31/37 = 0.838$，$i_R = z_{10}/z_{11} \times z_{10}/z_9 = z_{10}/z_9 = 35/10 = 3.5$。

红旗 CA7220 型轿车所采用的变速器为 016 变速器（图 4－3－8），其构造与 012 变速器类似，也是两轴式五档变速器。第五档也是超速档，它安装在变速器的后壳体 22 中，后壳体用螺栓 30 与中壳体 43 连接。如果不需要超速档，可去掉后壳体和第五档齿轮等，则该变速器便成为一种四档变速器。

016 变速器的传动路线在图 4－3－8 中已绘出，其各档传动比是，$i_1 = z_{35}/z_{28} = 36/10 = 3.6$，$i_2 = z_{40}/z_{15} = 34/16 = 2.125$，$i_3 = z_{41}/z_{14} = 35/24 = 1.458$，$i_4 = z_{49}/z_{11} = 30/28 = 1.071$，$i_5 = z_{29}/z_{19} = 30/35 = 0.857$，$i_R = (z_{39}/z_{54}) \times (z_{54}/z_{16}) = 42/12 = 3.5$。

由上述可见，两轴式变速器从输入轴到输出轴只通过一对齿轮传动，倒档传动路线中也只有一个中间齿轮，因而机械效率高，噪声小。但由于它不可能有直接档，因而最高档的机械效率比直接档低。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

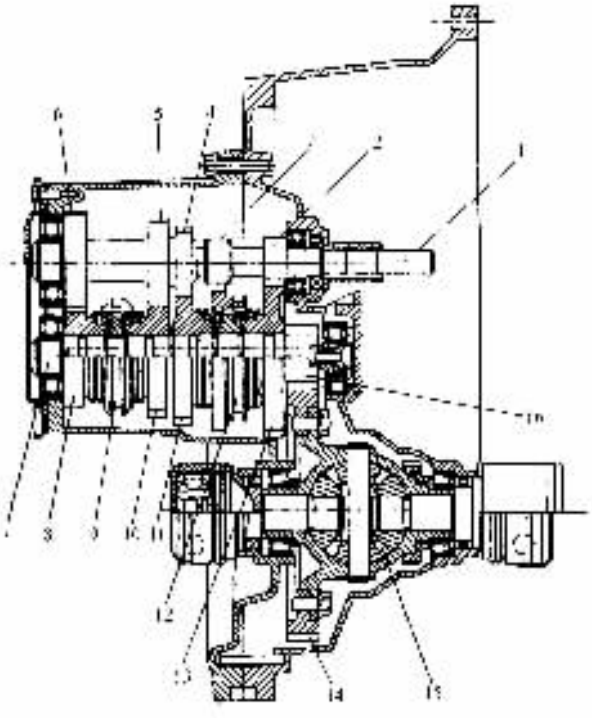


图 4－3－5　两轴式变速器

1－输入轴；2－一档主动齿轮；3－倒档主动齿轮；4－二档主动齿轮；5－三档主动齿轮；6－四档主动齿轮；7－输出轴；8－四档从动齿轮；9－三、四档同步器的接合套；10－三档从动齿轮；11－档从动齿轮；12－二档同步器的接合套和倒档从动齿轮；13－一档从动齿轮；14－主减速器从动齿轮；15－差速器；16－主减速器主动齿轮

3. 防止自动跳档的结构措施

利用接合套换档的普通齿轮式变速器，由于接合套与齿圈的接合长度较短，同时汽车行驶时需要经常换档，频繁拨动接合套使齿端发生磨损。这样，在汽车行驶中因振动会造成接合套与接合齿圈脱离啮合，发生自动跳档。因此，变速器在结构上应采取措施，保证汽车在行驶中不出现自动跳档的现象。防止自动跳档的结构措施有多种形式。下面简述如下几种：

①齿端制成倒斜面　解放 CA1091 型汽车六档变速器即采用此种结构形式(图 4－3－9)。在该变速器的所有接合齿圈及同步器接合套齿的端部两侧都制有倒斜面。当同步器的接合套 2 左移与接合齿圈 1 接合时(图示位置)，接合齿圈将转矩传到接合套齿的一侧，再经接合套齿的另一侧传给花键毂 3。由于接合齿圈 1 与接合套 2 齿端部为斜面接触，则齿圈对接合套的斜面便产生了垂直斜面的正压力 N，其分力分别为 F 和 Q，向左的分力 Q 即为防止跳档的轴向力。

齿端的倒斜面是在接合齿圈及接合套的花键齿加工完毕后，利用专用机床挤压成形，最后进行热处理。其制造方法简单、使用可靠。

②花键毂齿端的齿厚切薄在东风 EQ1090E 型汽车使用的五档变速器中，在该变速器二、三档与四、五档同步器花键毂齿圈 3 的两端，齿厚各减薄 0.3～0.4mm，使各牙齿中部形成一凸台(图 4－3－10)。当同步器的接合套左移与接合齿圈接合时(图示位置)，接合齿圈 1 将转矩

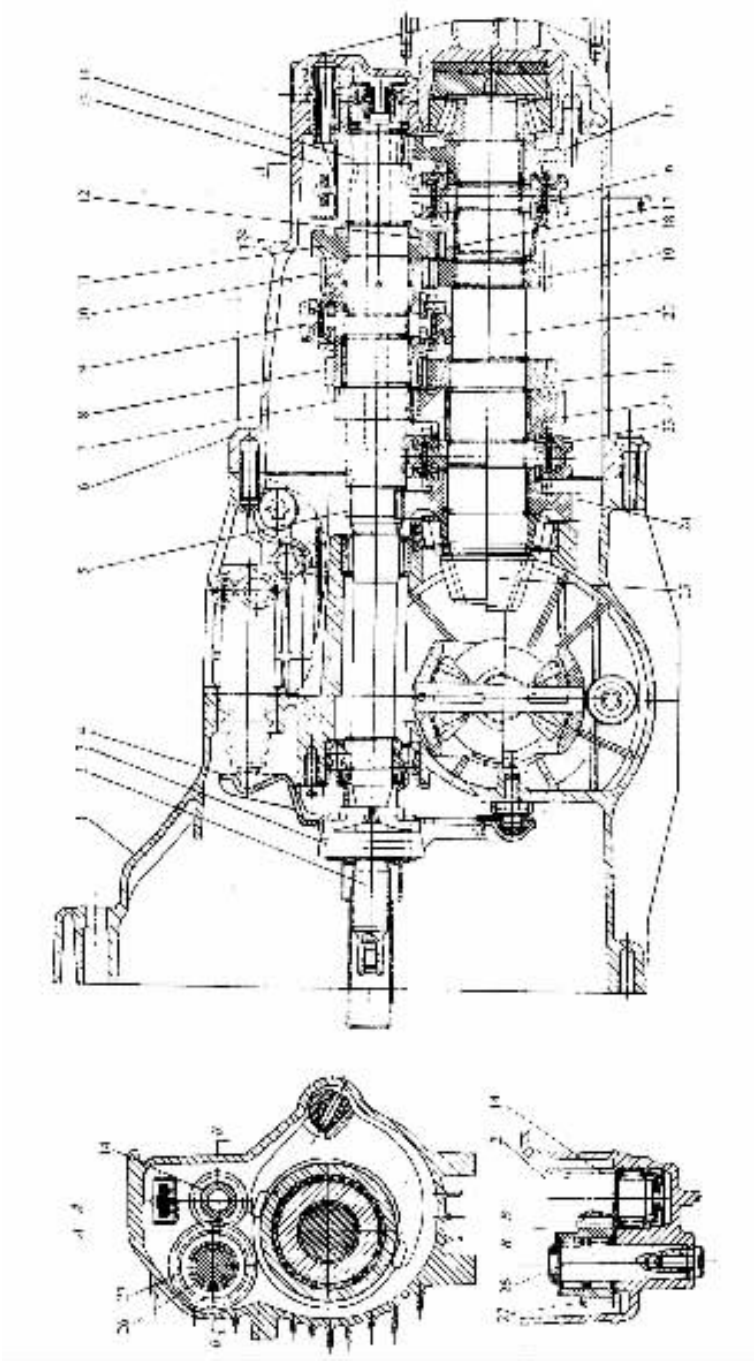


图 4－3－6 奥迪 100 型轿车的 012 变速器

1－变速器前壳体；2－输入轴；3－分离轴承；4－分离杠杆；5－输入轴一档齿轮；6－变速器后壳体；7－输入轴二档齿轮；8－输入轴三档齿轮；9、16、23－接合套；10－输入轴四档齿轮；11、18－隔离套；12－输入轴五档齿轮；13－集油器；14－输入轴倒档齿轮；15－输出轴倒档齿轮；17－输出轴五档齿轮；19－输出轴四档齿轮；20－输出轴；21－输出轴三档齿轮；22－输出轴二档齿轮；24－输出轴一档齿轮；25－主减速器主动圆锥齿轮；26－倒档中间轴；27－倒档中间齿轮

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

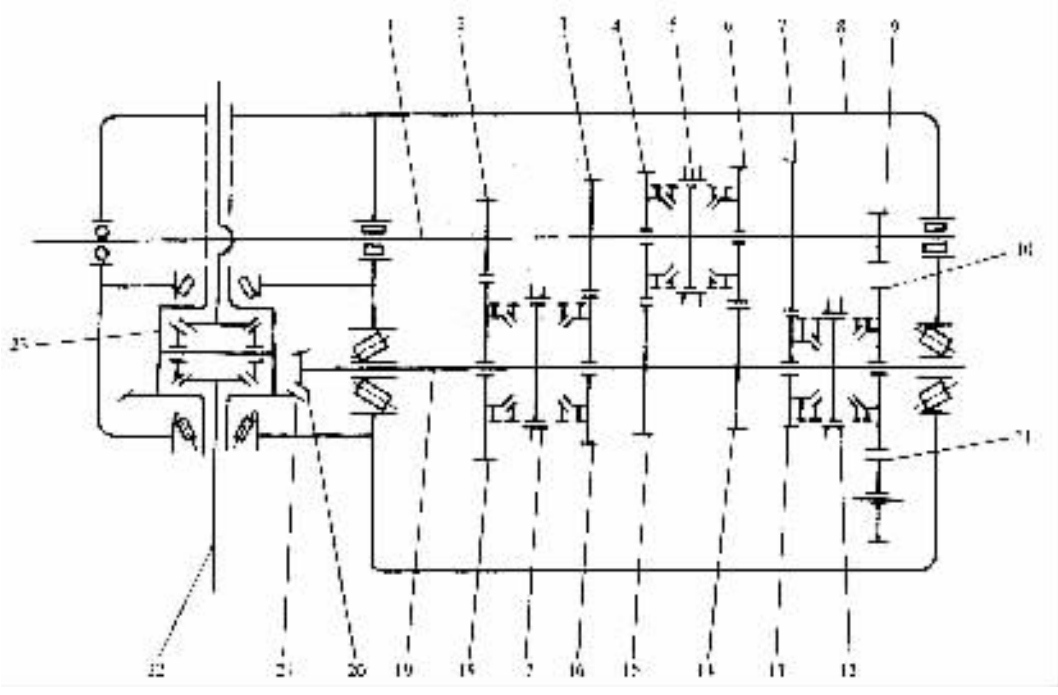


图 4－3－7　奥迪 100 型轿车的 012 变速器传动示意图

1－输入轴；2－输入轴一档齿轮；3－输入轴二档齿轮；4－输入轴三档齿轮；5、12、17－接合套；6－输入轴四挡齿轮；7－输入轴五挡齿轮；8－变速器壳体；9－输入轴倒档齿轮；10－输出轴倒档齿轮；11－倒档中间齿轮；13－输出轴五档齿轮；14－输出轴四档齿轮；15－输出轴三档齿轮；16－输出轴二档齿轮；18－输出轴一档齿轮；19－输出轴；20－主减速器主动圆锥齿轮；21－主减速器从动圆锥齿轮；22－半轴；23－差速器壳

传到接合套 2 的一侧，再由接合套的另一侧传给花键毂。由于接合套齿的后端被花键毂齿中部的凸台挡住，则凸台对接合套齿端的接触面作用一个 N 力，其轴向分力 Q 即为阻止接合套退出接合的阻力，因而防止了自动跳档。

③接合套齿端形成凸肩　接合套齿与接合齿圈齿超越接合（图 4－3－11a）或两接合齿的接合位置互相错开（图 4－3－11b）。这样在接合时，使接合套齿端部超过接合齿圈齿端部约 2～3mm。使用中因接触部分挤压和磨损，因而在接合套齿端部形成凸肩，以阻止接合套自动退出接合，从而防止了自动跳档。

（二）组合式变速器

重型货车的装载质量大，使用条件复杂。欲保证重型车具有良好的动力性、经济性和加速性，则必须扩大传动比范围并增多档数。为避免变速器的结构过于复杂和便于系列化生产，多采用组合式变速器，即以 1～2 种四档或五档变速器为主体，通过更换齿轮副和配置不同的副变速器（一般为两档），得到一组不同档数不同传动比范围的变速器系列。目前，组合式变速器已成为重型车变速器的主要形式。

图 4－3－12 为常见的一种组合式变速器的变速传动机构示意图。它实质上是由四档主变速器Ⅰ和两档（高速档和低速档）副变速器Ⅱ串联组成（副变速器输入轴 19 同时也是主变速器输出轴），这样可得到八个前进档。副变速器传动比较大时，多置于主变速器之后，以利于减小主变速器的质量和尺寸。组合式变速器的传动比 $i = i' \cdot i''$，其中 i' 和 i'' 分别为主变速器和

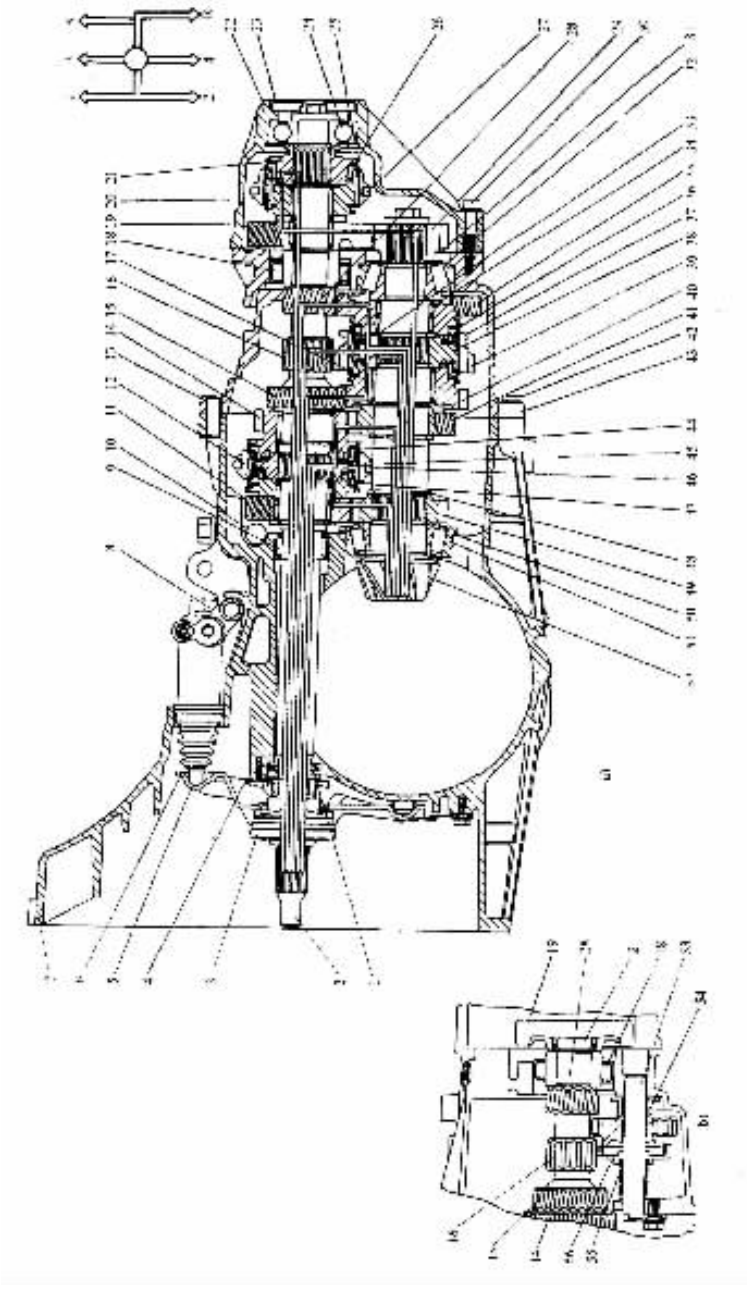


图 4－3－8 红旗 CA7220 型轿车的 016 变速器

a)016 变速器纵剖面；b)016 变速器倒档局部视图

1－输入轴前端油封；2－输入轴；3－离合器分离轴承；4－分离轴承导向套；5－分离叉；6－离合器工作缸总成；7－变速器前壳体；8－通气塞；9－输入轴滚柱轴承；10－选档换档轴；11－输入轴四档齿轮；12、20、37－接合套；13－定位销；14－输入轴三档齿轮；15－输入轴二档齿轮；16－输入轴倒档齿轮；17、26、36、44、47－同步器锁环；18－带套滚柱轴承；19－输入轴五档齿轮；21－五档齿轮接合齿圈；22－变速器后壳体；23－后壳体密封盖；24－球轴承；25－孔用弹性档圈；27、46、换档拨叉；28－输入轴一档齿轮；29－输出轴五档齿轮；30－圆柱头螺栓；31－调整垫片；32、51－圆锥滚子轴承；33－轴用弹性档圈；34－滚针轴承；35－输出轴一档齿轮；38、45－花键毂；39－输出轴倒档齿轮；40－输出轴二档齿轮；41－输出轴三档齿轮，42－六角头螺栓；43－变速器中壳体；48－轴用钢丝档圈；49－输出轴四档齿轮；50－调整垫片；52－输出轴及主动圆锥齿轮；53－倒档轴；54－倒档中间齿轮；55－弹簧；56－倒档同步器总成

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

副变速器的传动比。在主变速器各档传动比间隔较小、而副变速器的一档传动比较大的情况下，当副变速器接合套 17 右移与齿轮 18 的接合齿圈接合，副变速器即挂入直接档（高速档），其传动比为 $i''_2 = 1$ 时，主变速器的四个档位传动比 $i'_1 \sim i'_4$（其中 $i'_4 = 1$）即分别等于组合式变速器的四个较小的传动比 $i_5 \sim i_8$（$i_8 = 1$）。当接合套 17 左移与齿轮 16 的接合齿圈接合时，副变速器便挂入低速档，传动比 $i''_1 = (z_{10}/z_{18}) \times (z_{16}/z_{11}) > 1$，此时将主变速器分别挂入一、二、三、四档，便可得到组合式变速器的四个较大的传动比，分别为 $i_1 = i'_1 \times i''_1$，$i_2 = i'_2 \times i''_1$，$i_3 = i'_3 \times i''_1$，$i_4 = i'_4 \times i''_1 = i''_1$。这种由副变速器高、低速两档传动比分别与主变速器各档传动比搭配而组成高、低两段传动比范围的配档方式，称为分段式配档。它仅在四、五档间换档时不需要操纵副变速器。

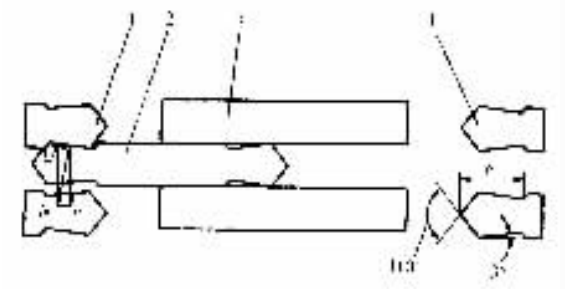


图 4－3－9　齿端制成倒斜面的结构形式示意图
1、4－接合齿圈；2－接合套；3－花键毂；
F－圆周力；N－倒锥齿面正压力；
Q－防止跳档的轴向力

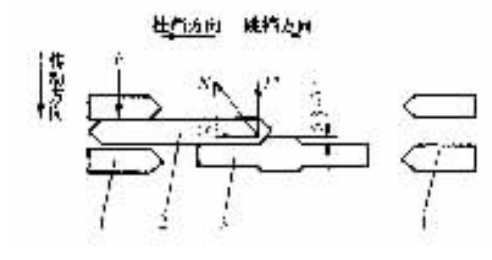


图 4－3－10　齿端齿厚切薄的结构形式示意图
1－接合齿圈；2－接合套；3－花键毂；4－接合齿圈；
F－圆周力，$F = F'$；N－凸台对接合套的总阻力；
Q－防止跳档的轴向力

当主变速器各档传动比间隔较大，而副变速器低档传动比又较小时，组合得到的传动比均匀地插入主变速器各档传动比之间，这称为插入式配档。它需要主、副变速器交替换档，故换档操作较分段式复杂。

倒档轴 6 上有两个齿轮。其中倒档传动齿轮 7 与第一中间轴一档齿轮 5 啮合，从而保证了倒档轴随输入轴 2 旋转。另一倒档齿轮 8 空套在倒档轴上，与副变速器输入轴齿轮 18 经常啮合。欲将组合式变速器挂入倒档，应先将主变速器置于空档，再将接合套 9 右移，使之与齿轮 8 的接合齿圈接合。于是动力便可从输入轴 2 依次经齿轮 1、4、5、7 倒档轴 6、接合套 9、齿轮 8 传到齿轮 18，此时若将接合套 17 右移，便得高速倒档，左移便得低速倒档。为了保证倒车安全，常用低速倒档。

动力输出轴 13 与第二中间轴 14 的接合和分离，由接合套 12 操纵。

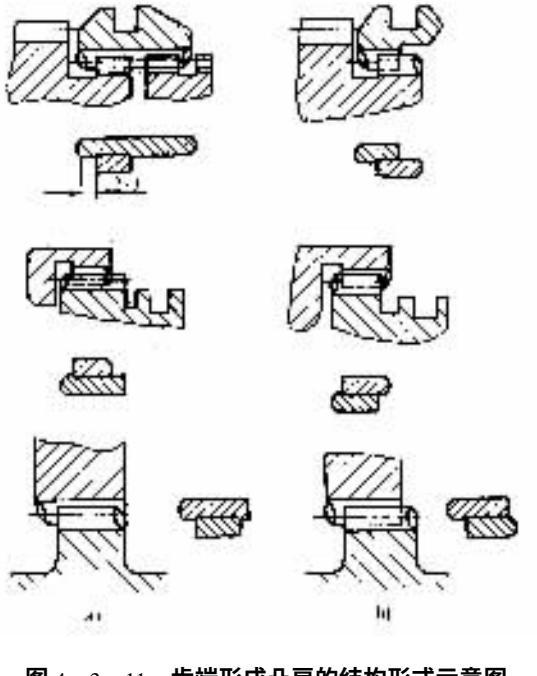


图 4－3－11　齿端形成凸肩的结构形式示意图

图 4－3－13 为斯太尔重型汽车用 ZFS6—90 变速器传动机构示意图。为了得到较多的档位，在主变速器Ⅰ（五档变速器）的后面串联安装了一个两档副变速器Ⅱ，这样可得到 10 个前进档。在主变速器Ⅰ中，除倒档采用直齿轮传动外，其余各档均采用斜齿轮传动。二至五档采用同步器换档，而一档和倒档是利用接合套 11 的移动完成换档的。副变速器Ⅱ中的高速档（直接档）和低速档的挂档亦采用了同步器。当副变速器中的同步器接合套 17 左移与固定外齿圈 16 接合时，行星齿轮内齿圈 15 被固定而不能转动，则副变速器挂入低速档。当使接合套 17 右移与副变速器高速档齿圈 18 接合时，行星齿轮轴 14、输出轴 19、行星齿轮内齿圈 15 和副变速器输入轴齿轮 20 固连在一起而同步旋转，则副变速器挂入高速档。

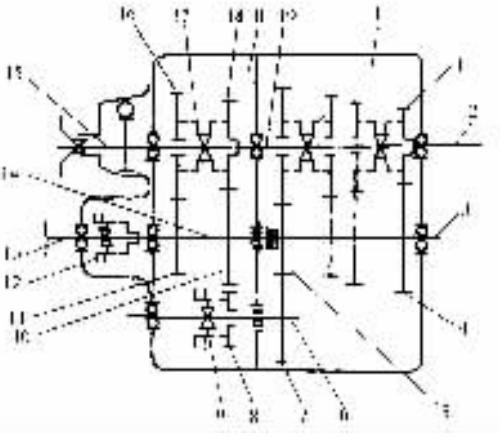


图 4－3－12 组合式变速器变速传动机构示意图

1－输入轴齿轮；2－输入轴；3－第一中间轴；4－第一中间轴驱动齿轮；5－第一中间轴一档齿轮；6－倒档轴；7－倒档传动齿轮；8－倒档空套齿轮；9－接合套；10－第二中间轴驱动齿轮；11－第二中间轴低速档齿轮；12－动力输出接合套；13－动力输出轴；14－第二中间轴；15. 输出轴；16－输出轴齿轮；17－接合套；18－副变速器输入轴齿轮；19－副变速器输入轴

润滑油泵 2 由第一轴直接驱动，并通过第一轴和第二轴 6 中的中心油道，来润滑第二轴上的常啮合齿轮 5、7、9、10、12 的内孔与第二轴的配合表面以及副变速器中的行星齿轮轴 14。

在组合式变速器中，除上述副变速器在主变速器之后的布置形式外，当副变速器传动比较小时，也可布置在主变速器之前（图 4－3－14）。有的重型货车为了得到更多的档位，在主变速器的前、后都装有副变速器。目前，副变速器多与主变速器制成一体。单独布置的副变速器很少应用，因为用两根变速杆进行操作很不方便。

三、同 步 器

（一）无同步器时变速器的换档过程

采用移动齿轮或接合套换档时，待啮合的一对齿轮的轮齿（或接合套与接合齿圈上相应的内、外花键齿）的圆周速度必须相等（同步），方能平顺地进入啮合而挂上档。若在两齿轮轮齿不同步时即强制挂档，将使两轮齿间发生冲击和噪声，影响轮齿的工作寿命，甚至折断。

为使换档平顺，驾驶员应采取合理的换档操作步骤，现以图 4－3－15 所示无同步器的五档变速器中四、五两档（四档为直接档，五档为超速档）互相转换的过程为例来说明其原理。

第一轴 1 及其齿轮 2 直接与离合器从动盘连接，五档齿轮 4 则通过齿轮 6、中间轴和齿轮 7 与齿轮 2 保持传动关系。接合套 3 借花键毂与第二轴 5 相连，而第二轴又依次通过万向传动装置、驱动桥和行驶系与整个汽车保持传动关系。所以齿轮 2 和 4 的转速，从而其轮齿及其端部的花键齿的圆周速度都与离合器从动盘转速成正比；同理，接合套 3 的转速，从而其花键齿的圆周速度与汽车速度成正比。

从低速档（四档）换入高速档（五档） 变速器在四档工作时，接合套 3 与齿轮 2 上的接合齿圈接合，二者的花键齿圆周速度 v_3 和 v_2 显然相等。欲从四档换入五档，驾驶员应先踩下离合器踏板，使离合器分离，随即通过变速杆等将接合套 3 右移，推入本档位置。

本作品为内部使用，请勿用于商业用途，免费下载

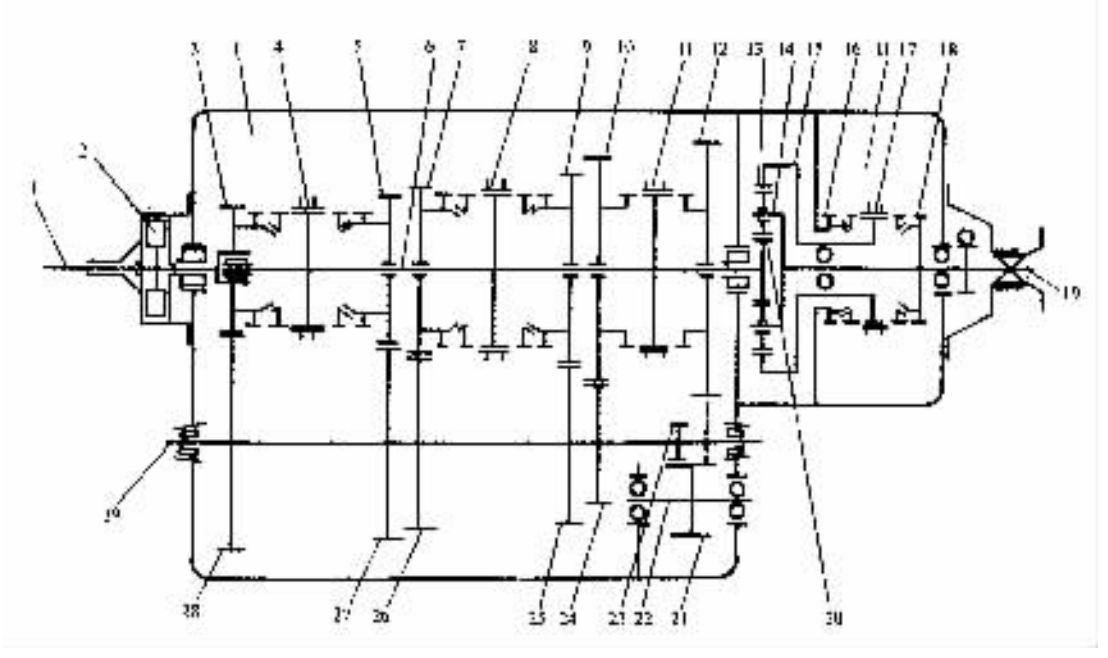


图 4－3－13　斯太尔重型汽车用 ZFS6－90 变速器(装有后置副变速器)传动机构示意图

1－第一轴；2－润滑油泵；3－第一轴常啮合齿轮；4－四、五档同步器接合套；5－第二轴四档常啮合齿轮；6－第二轴；7－第二轴三档常啮合齿轮；8－二、三档同步器接合套；9－第二轴二档常啮合齿轮；10－第二轴一档常啮合齿轮；11－一、倒档接合套；12－第二轴倒档齿轮；13－副变速器行星齿轮；14－行星齿轮轴；15－行星齿轮内齿圈；16－固定外齿圈；17－副变速器高、低速档同步器接合套；18－副变速器高速档齿圈；19－副变速器输出轴；20－副变速器输入轴齿轮；21－倒档齿轮；22－倒档轴；23－中间轴倒档齿轮；24－中间轴一档齿轮；25－中间轴二档齿轮；26－中间轴三档齿轮；27－中间轴四档齿轮；28－中间轴常啮合齿轮；29 中间轴；Ⅰ－主变速器；Ⅱ－副变速器

当接合套 3 刚与齿轮 2 脱离接合的瞬间，仍然是 $v_3 = v_2$。由于从齿轮 6 到齿轮 4 的升速比 z_6/z_4 大于齿轮 2 到齿轮 7 的减速比 z_7/z_2，五档齿轮 4 的转速永远高于齿轮 2 的转速，从而齿轮 4 的花键齿圆周速度 $v_4 > v_2$。所以在刚推入空档的瞬间移 $v_4 > v_3$。为避免产生冲击，不应在此时立即将接合套 3 推向齿轮 4 而挂五档，而须在空档位置停留片刻。此时，由于离合器从动盘已与发动机脱离，动力传递中断，接合套 3 与齿轮 4 的转速及其花键齿的圆周速度 v_3 和 v_4 都在逐渐降低。但是变速器尚处于空档，接合套 3 和齿轮 4 之间没有联系，v_3 与 v_4 下降得快慢有所不同，接合套 3 因与整个汽车联系在一起，惯性很大，故 v_3 下降较慢；而齿轮 4 只与中间轴及其齿轮、第一轴和离合器从动盘相联系，惯性很小，故 v_4 下降较快。这样，虽然 v_4 原先大于 v_3，但由于下降得比 v_3 快，故在变速器推入空档以后的某个时刻，必然会有 $v_3 = v_2$(同步)的情况出现，而过此时刻，又将出现 $v_4 < v_3$ 的情况。所以最好是恰在 $v_3 = v_4$ 的时刻使接合套右移而挂入五档。若与齿轮 4 联系的一系列零件的惯性愈小，则 v_4 下降得愈快，而同步情况出现愈早，并且在同样速度差的情况下，齿的冲击力也愈小。这就是第十五章中提出要求离合器从动部分转动惯量尽可能小的理由。

从高速档(五档)换入低速档(四档)　变速器在五档工作以及刚从五档推到空档时，接合套 3 与齿轮 4 的花键齿圆周速度相同，即 $v_3 = v_4$，同时 $v_4 > v_2$(理由同前)，故 $v_3 > v_2$。但是退入空档后，由于 v_2 下降得比 v_3 快，根本不可能出现 $v_3 = v_2$ 的情况；相反，停留在空档的时间愈久，二者差值将愈大。所以驾驶员应在分离离合器并使接合套 3 左移到空档之后，随即重新接

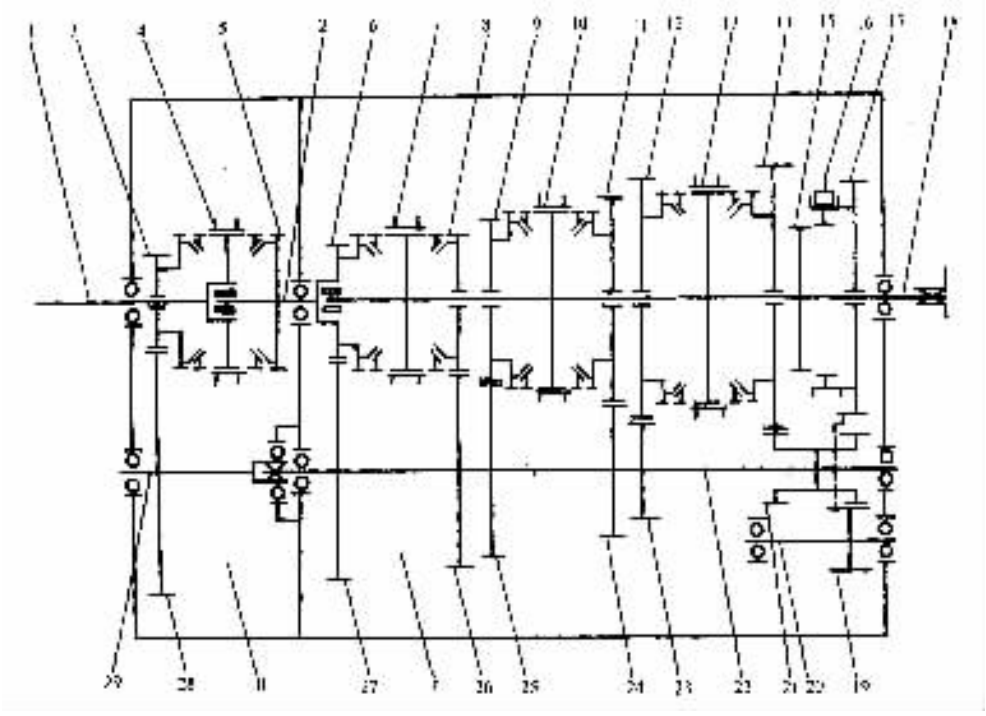


图 4－3－14 斯太乐重型汽车用 ZFS6－90 变速器(装有前置副变速器)传动机构示意图

1－副变速器输入轴；2－副变速器输出轴(主变速器第一轴)；3－副变速器输入轴常啮合齿轮；4－副变速器高、低档同步器接合套；5－副变速器高档齿圈；6－主变速器第一轴常啮合齿轮；7－主变速器五、六档同步器接合套；8－主变速器第二轴五档常啮合齿轮；9－主变速器第二轴四档常啮合齿轮；10－主变速器三、四、档同步器接合套；11－主变速器第二轴三档常啮合齿轮；12 主变速器第二轴二档常啮合齿轮；13－主变速器一、二档同步器接合套；14－主变速器第二轴一档齿轮；15－主变速器第二轴倒档外齿圈；16－倒档齿轮拨叉；17－主变速器第二轴倒档齿轮；18－主变速器第二轴；19－倒档齿轮；20－倒档轴；21－中间轴倒档双联齿轮；22－主变速器中间轴；23－中间轴二档齿轮；24－中间轴三档齿轮；25－中间轴四档齿轮；26－中间轴五档齿轮；27－中间轴六档齿轮；28－副变速器中间轴常啮合齿轮；29－副变速器中间轴；Ⅰ－主变速器；Ⅱ－副变速器

合离合器，同时踩一下加速踏板，使发动机连同离合器从动盘和第一轴一同加速到第一轴及齿轮 2 的转速高于接合套转速，即 $v_2 > v_3$，然后再分离离合器，等待片刻，到 $v_2 = v_3$ 时，即可挂入四档(直接档)。

上述相邻档位相互转换时所应采取的不同操作步骤，虽然只举接合套换档为例，但同样适用于移动齿轮换档的情况，因为所依据的速度分析原理是一样的。

由此可见，欲使一般变速器换档时不产生轮齿或花键齿间的冲击，需要进行较复杂的操作，并应在短时间内迅速而正确地完成。这对于即使是技术很熟练的驾驶员，也易造成疲劳。因此，要求在变速器结构上采取措施，既保证挂档平顺，又使操作简化，减轻驾驶员的劳动强度。同步器即是在这样的要求下产生的。

(二)同步器构造及工作原理

同步器是在接合套换档机构基础上发展起来的，其中除有前已述及的接合套、花键毂、对应齿轮上的接合齿圈外，还增设了使接合套与对应接合齿圈的圆周速度迅速达到并保持一致(同步)的机构，以及阻止二者在达到同步之前接合，以防止冲击的结构。

同步器有常压式、惯性式、自行增力式等形式。目前广泛采用的是惯性式同步器。

1. 常压式同步器

图 4－3－16 所示为装有常压式同步器的变速器。在第一轴齿轮 2 与空套在第二轴 5 上的齿轮 4 之间装有花键毂 1。花键毂以其内外花键分别与第二轴和接合套 3 作滑动连接。向左或向右拨动接合套，其内花键齿圈可与齿轮 2 或齿轮 4 的接合齿圈接合，即挂上直接档或第二档。

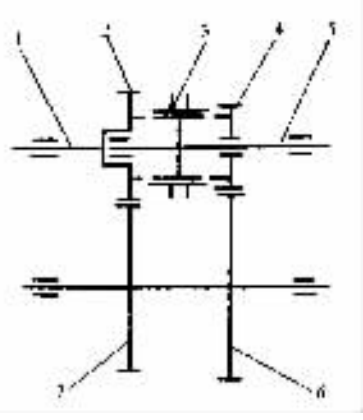


图 4－3－15　无同步器的五档变速器四、五档齿轮示意图

1－第一轴；2－第一轴齿轮；3－接合套；4－第二轴五档齿轮；5－第二轴；6－中间轴五档齿轮；7－中间轴常啮合传动齿轮

在齿轮 2 与 4 接合齿圈相对的一侧均有一个外锥面。相应地在花键毂两侧加工出内锥面。在花键毂的径向孔内，装有定位销 6，它借弹簧的压力嵌入在接合套 3 内切出的环形凹槽中。图 4－3－16 上部的三个图为在挂直接档的过程中同步器的工作示意图。图 4－3－16a）表示接合套在空档位置。挂直接档时，向左拨动接合套，则通过定位销带动花键毂 1 一同左移。当花键毂的内锥面与齿轮 2 的外锥面接触时，花键毂即不能再继续左移。由于接合套与花键毂之间有弹簧顶住的定位销 6，若驾驶员作用在接合套上的力不大，则定位销便阻止接合套在花键毂停止不动的情况下继续向左移动。此时位置如图 4－3－16b）所示。两锥匦在驾驶员通过操纵机构加于接合套和花键毂上的力的作用下互相压紧。齿轮 2 与花键毂存在转速差，因而两锥面一经接触，便产生摩擦作用。这种摩擦作用促使第一轴齿轮的转速迅速降低到与花键毂的转速（亦即接合套的转速）相等，因而二者花键齿的圆周速度相等（同步）。此时驾驶员继续增大加于接合套上的推力，使接合套克服弹簧力压下定位销 6 而相对花键毂继续左移，其内花键齿圈便与齿轮 2 的接合齿圈接合，即挂入直接档，如图 4－3－16c）所示。

由此可见，用常压式同步器换档与用接合套换档比较，在工作过程上的区别，主要在于前者的摩擦作用能使需接合的两花键齿圈迅速地达到并保持同步。并且由于带弹簧的定位销 6 对接合套的阻力，使两齿圈在达到同步之前暂不接合。

但在此种同步器中，对接合套的轴向阻力是由弹簧压力造成，故其大小有限（“常压式”的名称即由此而得）。如果驾驶员用力较猛，则可能在未达到同步前，接合套便克服弹簧压力，压下定位销而与齿轮 2 的接合齿圈接触，此时齿间仍将产生冲击。因此常压式同步器工作不很可靠，目前较少采用。

有的重型货车，为改善换档过程，采用摩擦片式常压同步器（图 4－3－17）。它与上述常压式同步器的区别是，充分利用轴向空间，以增加摩擦片数来增大同步时所需的摩擦力矩。

2. 惯性式同步器

惯性式同步器与常压式同步器一样，都是依靠摩擦作用实现同步。但它可以从结构上保证接合套与待接合的花键齿圈在达到同步之前不可能接触，以避免齿间冲击和发生噪声。

惯性式同步器广泛应用于轿车和轻、中型货车的变速器中。常用的结构形式有锁环式惯性同步器和锁销式惯性同步器两种。

1）锁环式惯性同步器　解放 CA1091 型汽车六档变速器（参看图 4－3－1）中的三、四档和五、六档均采用锁环式惯性同步器。现以该变速器的五、六档同步器（图 4－3－18a）为例来说明其构造和工作原理。花键毂 15 套装在第二轴上，并用卡环 18 轴向固定。在花键毂两端与

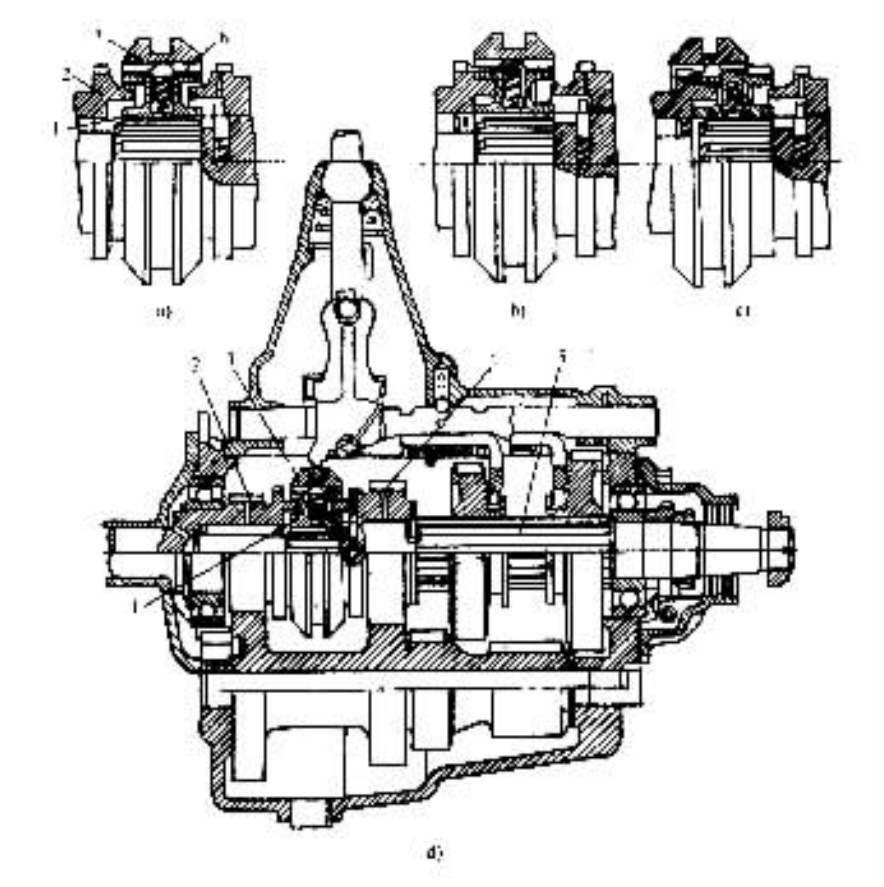


图 4－3－16 装有常压式同步器的变速器

a)空档位置；b)换档开始；c)换上直接档位置

1－花键投；2－第一轴齿轮；3－接合套；4－第二轴齿轮；5－第二轴；6－定位销

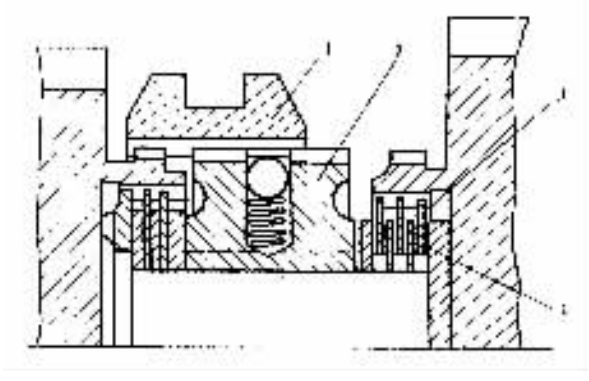


图 4－3－17 摩擦片式常压同步器

1－接合套；2－花键毂；3、4－摩擦片

齿圈 3 和 9 之间，各有一个青铜制成的锁环（也称同步环）4 和 8。锁环上有断续的短花键齿圈（图 4－3－18*b*），花键齿的断面轮廓尺寸与齿圈 3、9 及花键毂 15 上的外花键齿均相同。两个

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

锁环上的花键齿，在对着接合套的一端，都有倒角（称锁止角），且与接合套齿端的倒角相同。锁环具有与齿圈 3 和 9 上的锥形摩擦面锥度相同的内锥面，锥面上制出细牙的螺旋槽，以便两锥面接触后，破坏油膜，增加锥面间的摩擦。三个滑块 5 分别嵌合在花键毂的三个轴向槽 6 内，并可沿槽轴向滑动。三个定位销 6 分别插入三个滑块的通孔中。在弹簧 16 的作用下，定位销压向接合套，使定位销端部的球面正好嵌在接合套中部的凹槽 a 中，起到空档定位作用。滑块 5 的两端伸入锁环 4 和 8 的三个缺口 c 中。锁环的三个凸起部 d 分别伸入到花键毂的三个通槽 e 中，只有当凸起部 d 位于通槽 e 的中央时，接合套与锁环的齿方可能接合。

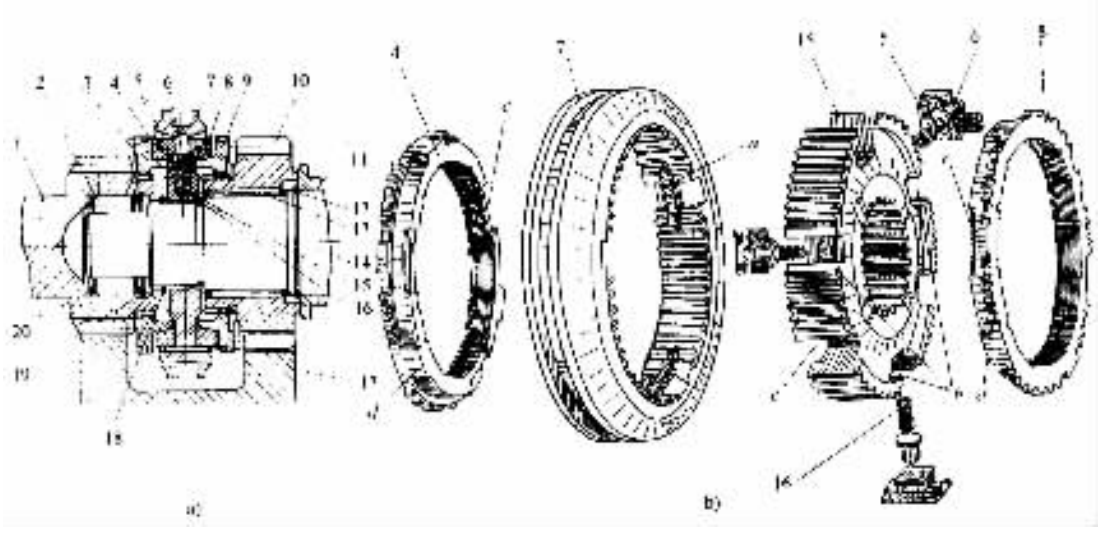


图 4－3－18　锁环式惯性同步器

1－第一轴；2、13－滚引轴承；3－六档接合齿圈；4、8－镇环（同步环）；5－滑块；6－定位销；7－接合套；9－五档接合由圈；10－第二轴五档齿轮；11－衬套；12、18、19－卡环；14－第二轴；15－花键毂；16－弹簧；17－中间轴五档齿轮；20－挡圈

设变速器由五档换入六档（直接档），锁环式惯性同步器的工作过程如图 4－3－19 所示。当接合套 7 刚从五档退到空档时（图 4－3－19a），齿圈 3 和接合套 7（连同锁环 4）都在其本身及其所联系的一系列运动件的惯性作用下，继续沿原方向（如图中箭头所示）旋转。设它们的转速分别为 n_3、n_7 和 n_4，则此时 $n_4 = n_7$，$n_3 > n_7$，即 $n_3 > n_4$。锁环 4 在轴向是自由的，故其内锥面与齿圈 3 的外锥面并不接触。

若要挂入六档，可用拨叉拨动接合套 7，并通过定位销 6 带动滑块 5 一起向左移动。当滑块左端面与锁环 4 的缺口 c（图 4－3－18b）的端面接触时，便推动锁环移向齿圈 3，使具有转速差（$n_3 > n_4$）的两锥面一经接触便产生摩擦作用（图 4－3－19b）。齿圈 3 即通过摩擦作用带动锁环相对于接合套超前转过一个角度，直到锁环的凸起部 d 与花键毂 15 通槽 e 的另一侧面接触时，锁环便与接合套同步转动。此时，接合套的齿与锁环的齿较锁环的凸起部 d 位于花键毂的通槽中央时错开了约半个齿厚（花键毂通槽宽度为锁环凸起部 d 的宽度加上接合套的一个齿厚 A），从而使接合套的齿端倒角与锁环相应的齿端倒角正好互相抵触而不能进入啮合。

显然，此时若要接合套的齿圈与锁环的齿圈接合上，必须使锁环相对于接合套后退一个角度。图 4－3－19b）左上角的局部放大图表示，由于驾驶员始终对于接合套施加一个轴向力，使接合套齿端倒角压紧锁环齿端倒角，于是在锁环的锁止角斜面上作用有法向压力 F_N。力 N

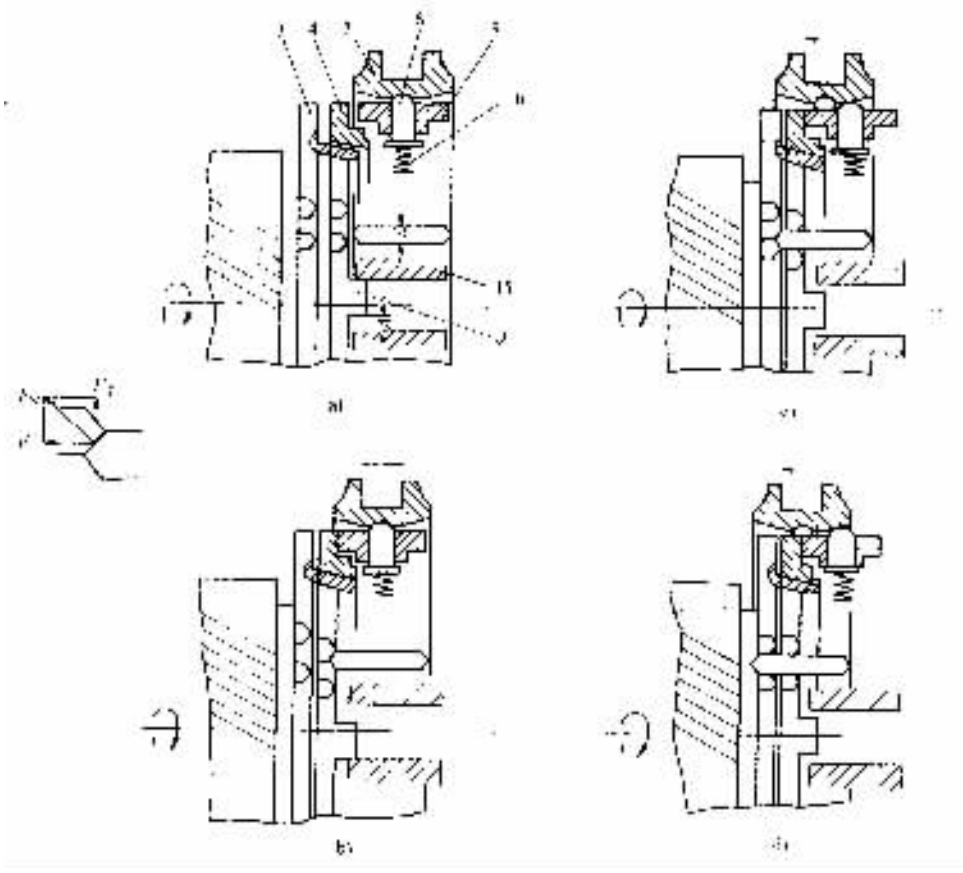


图 4－3－19 锁环式惯性同步器工作过程示意图

图注同图 4－3－18

可分解为轴向力 F_1 和切向力 F_2。切向力 F_2 所形成的力矩力图使锁环相对于接合套向后退转，称为拨环力矩。轴向力 F_1 则使锁环 4 与齿圈 3 二者的锥面产生摩擦力矩，使二者转速 n_3 与 n_4 迅速接近，并且实际上可认为 n_4 不变，只是 n_3 趋近于 n_4。这是因为锁环 4 连同接合套 7 通过花键毂 15 与整个汽车相联系，转动惯量大，转速下降很慢。而齿圈 3 仅与离合器从动部分相联系，转动惯量很小，速度降低较前者快得多。因为齿圈 3 是减速旋转，根据惯性原理，即产生惯性力矩，其方向与旋转方向相同。此惯性力矩通过摩擦锥面作用到锁环上，阻止锁环相对接合套向后退转。亦即在锁环上作用着两个方向相反的力矩：其一为切向力 F_2 形成的力图使锁环相对于接合套向后退转的拨环力矩 M_2；另一为摩擦锥面上阻止锁环向后退转的惯性力矩 M_1。在 n_3 尚未等于 n_4 之前，两个锥面间摩擦力矩的数值与齿圈 3 惯性力矩的数值相等。如果 $M_2 > M_1$，则锁环 4 即可相对于接合套向后退转一个角度，以便二者进入接合；若 $M_2 < M_1$，则二者不可能进入接合。摩擦力矩 M_1 与轴向力 F_1 的垂直于摩擦锥面的分力成正比，而 M_2 则与切向力 F_2 成正比。F_1 和 F_2 都是法向力 F_N 的分力，二者的比值取决于花键齿锁止角的大小。故在设计同步器时，适当地选择锁止角和摩擦锥面的锥角，便能保证在达到同步（$n_3 = n_4$）之前，齿圈 3 施加在锁环 4 上的惯性力矩 M_1 总是大于切向力 F_2 形成的拨环力矩 M_2，因而，不论驾驶员通过操纵机构加在接合套上的轴向推力有多大，接合套齿端与锁环齿端总是互相抵触而不能接合。这说明锁环 4 对接合套的锁止作用是齿圈 3 的惯性力矩造成的。

而不像常压式同步器那样由定位销的弹簧力造成的，此即‘惯性式’名称的由来。

只要驾驶员继续加力于接合套上，摩擦作用就迅速使齿圈 3 转速降到与锁环 4 转速相同，而后二者保持同步旋转，即齿圈 3 相对于锁环的转速和角减速度均为零，于是其惯性力矩便消失。但由于轴向力 F_1 的作用，两个摩擦锥面还是紧密接合着的。因而此时切向力 F_2 形成的拨环力矩 M_2 便使锁环连同齿圈 3 及与之相连的所有零件一起相对于接合套向后退转一个角度，使锁环凸起部 d 又移到花键毂 15 的通槽中央，两个花键齿圈不再抵触，此时接合套压下定位销 6 继续左移，而与锁环的花键齿圈进入接合（图 4－3－19c），锁环的锁止作用即行消失。

接合套与锁环接合后，轴向力 F_1 不再存在，锥面间的摩擦力矩也就消失。如果此时接合套花键齿与齿圈 3 的花键齿发生抵触，如图 4－3－19c）所示，则与上述相似，作用在齿圈 3 花键齿端斜面上的切向分力，使齿圈 3 及其相连零件相对于锁环及接合套转过一个角度，使接合套与齿圈 3 进入接合（图 4－3－19d），而最后完成了换入六档（由低速档换入高速档）的全过程。

如果是由六档（直接档）换入五档（由高速档换入低速档），上述过程也适用。但应注意，此时齿圈 9 和齿轮 10（图 4－3－18a）被加速到与锁环 8（亦即与接合套 7）同步，从而使接合套先后与锁环及齿圈 9 进入啮合而完成换档过程。

锁环式惯性同步器结构紧凑，但因径向尺寸小，锥面间产生的摩擦力矩不大，而且锁止面是锁环的接合齿端面，使用中会使齿端磨损而失效。故它适用于传递转矩不大的轿车和轻型货车的变速器。在中型以上的货车变速器中，尤其是低速档最好采用下面所述及的锁销式惯性同步器。

2）锁销式惯性同步器　解放 CA1091 型汽车六档变速器的一、二档（参看图 4－3－1）和 EQ1090E 型汽车五档变速器的二、三档及四、五档均装用锁销式惯性同步器。锁销式惯件同步器在结构上允许采用直径较大的摩擦锥面。因此摩擦锥面间可产生较大的摩擦力矩，缩短了同步时间。现以东风 EQ1090E 型汽车五档变速器（图 4－3－20）中所装用的锁销式惯性同步器为例说明其构造和工作原理。

图 4－3－21 所示为其四、五档同步器。两个有内锥面的摩擦锥盘 2 分别固定在带有外花键齿圈的斜齿齿轮 1 和 6 上，随齿轮一同旋转。与之相配合的两个有外锥面的摩擦锥环 3，通过三个锁销 8 和三个定位销 4 与接合套 5 连接。销锁 8 与定位销 4 在同一圆周上相互间隔地均匀分布。锁销 8 的两顶端固定在摩擦锥环 3 的孔中，而两端的工作表面直径与接合套凸缘上相应的销孔的内径相等，其中部直径则小于孔径。只有在锁销与接合套孔对中时，接合套方能沿锁销轴向移动。锁销 8 中部和接合套 5 上相应的销孔两端有角度相同的倒角——锁止角。在接合套上定位销孔中部钻有斜孔，内装弹簧 11，把钢球 10 顶向定位销中部的环槽（如 $A—A$ 剖面图所示），以保证同步器处于正确的空档位置。定位销 4 两端伸入锥环内侧面，但有间隙，故定位销可随接合套 5 轴向移动。

锁销式同步器的工作原理与上述锁环式惯性同步器基本相同。在由四档换入五档时，接合套 5 受到拨叉的轴向推力作用，通过钢球 10 和定位销 4 带动摩擦锥环 3 向左移动，使之与对应的摩擦锥盘接触。具有转速差的摩擦锥环与摩擦锥盘一经接触，靠接触面的摩擦使锥环连同锁销一起相对接合套转过一个角度，因而锁销 8 的轴线相对接合套上销孔的轴线偏移，于是锁销中部倒角与销孔端的倒角互相抵触，以阻止接合套继续前移。此时锁止面上的法向压紧力 N 的轴向分力 F_1 作用在锥环上并使之与锥盘压紧，因而接合套与待接合的花键齿圈迅速达到同步。只有达到同步时，起锁止作用的齿轮 1 的惯性力矩消失，作用在锁销上的切向分

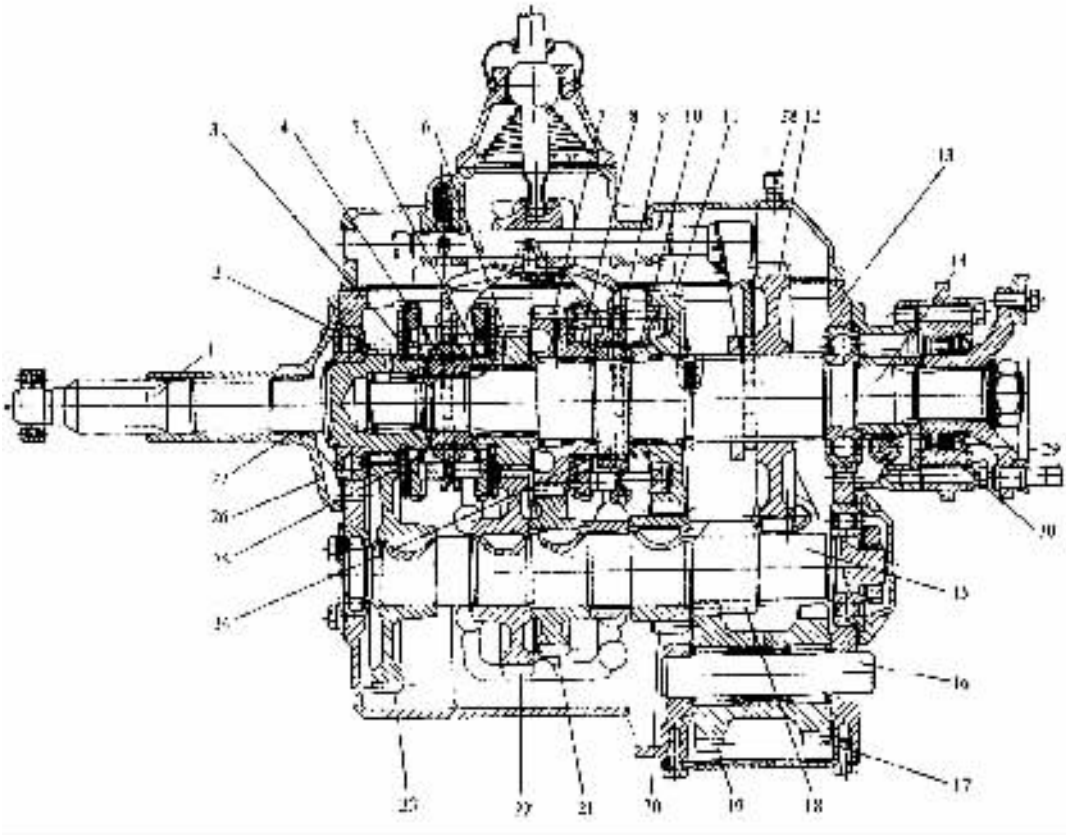


图 4－3－20 东风 EQ1090E 型汽车变速器

1－第一轴；2－第一轴常啮合传动齿轮；3－第一轴齿轮接合齿圈；4、9－接合套；5－四档齿轮接合齿圈；6－第二轴四档齿轮；7－第二轴三档齿轮；8－三档齿轮接合齿圈；10－二档齿轮接合齿圈；11－第二轴二档齿轮；12－第二轴一、倒档滑动齿轮；13－变速器壳体；14－第二轴；15－中间轴；16－倒档轴；17、19－倒档中间齿轮；18－中间轴一、倒档齿轮；20－中间轴二档齿轮；21－中间轴二三档齿轮；22－中间轴四档齿轮；23－中间轴常啮合传动齿轮；24、25－花键毂；26－第一轴轴承盖；27－轴承盖回油螺纹；28－通气塞；29－车速里程表传动齿轮；30－中央制动器底座

力 F_2 才能通过锁销使摩擦锥环 3、摩擦锥盘 2 和齿轮 1 一同相对于接合套转过一个角度，使锁销重新与销孔对中，于是接合套便能轻易地克服钢球 10 的阻力，而沿锁销移动，直至与齿轮 1 的花键齿圈接合，实现挂档。

3. 自行增力式同步器

这种同步器与常压式和惯性式同步器一样，也是利用摩擦原理实现同步，主要区别在于同步环产生的摩擦力矩由于同步环内的弹簧片作用而得到成倍的增长。图 4－3－22 所示为波尔舍自行增力式同步器。两个齿轮通过轴承空套在第二轴上，而花键毂 2 与第二轴固定连接，毂的外缘有三个凸起的轴向键，与接合套 1 上的三个相应键槽配合。接合套与毂一起转动，并可相对于毂轴向移动。接合齿圈 3 与常啮合齿轮固定连接。弹性的开口同步环 4、滑块 5、支承块 6 及两个弹簧片 7 均装在接合齿圈内，并用挡片 8 加以轴向限位。滑块 5 的凸起部插于同步环的开口处，处于空档时两侧有间隙，支承块内圆上的凸起则嵌入接合齿圈轴颈上相应的槽中，槽比凸起稍宽些。同步环外表面沿轴向两端制出外锥面，而接合齿圈和接合套的两侧齿端也制出与其配合的内锥面。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

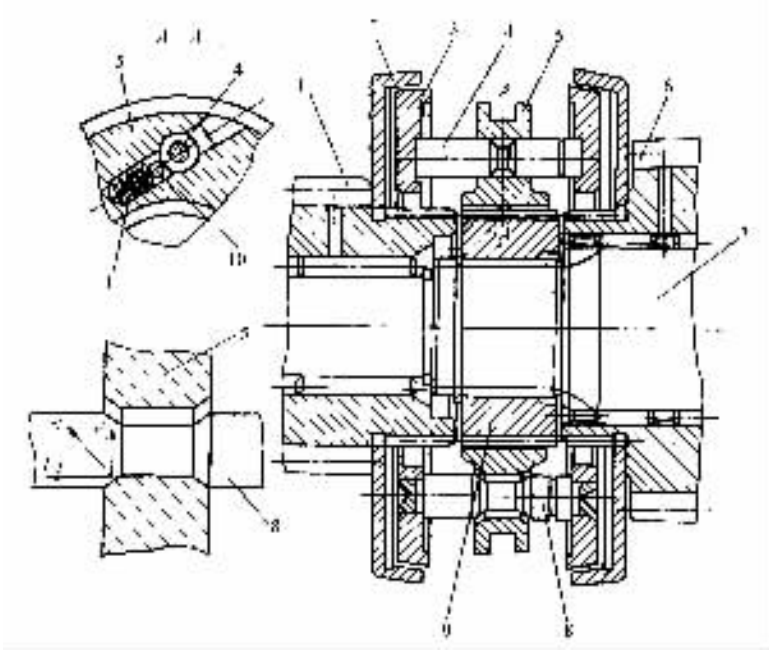


图 4－3－21　锁销式惯性同步器

1－第一轴齿轮；2－摩擦锥盘；3－摩擦锥环；4－定位销；5－接合套；
6－第二轴四档齿轮；7－第二轴；8－锁销；9－化键毂；10－钢球；11. 弹簧

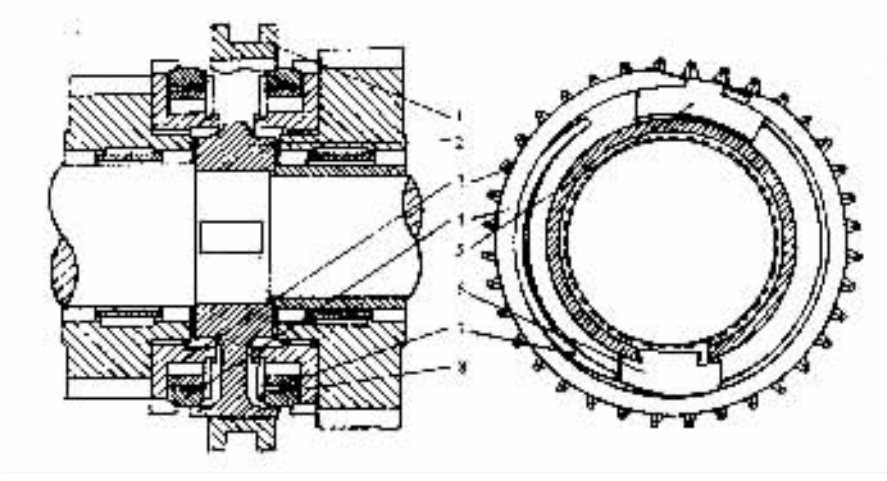


图 4－3－22　波尔舍同步器

1－接合套；2－花键毂；3－接合齿圈；4－同步环；5－滑块；6－支承块；7－弹簧片；8·挡片

欲使变速器由高档换入低档，须首先将接合套自空档位置(图 4－3－23a)向右移动，因为开口的同步环外径稍大于接合套右侧齿端的内径，且同步环与待啮合齿轮一道旋转，接合套转速高于同步环转速，故二者一经接触，便产生摩擦，同步过程开始(图 4－3－23b)。在摩擦作用下，接合套带动同步环顺时针方向转动一个角度，使同步环开口的左端顶住滑块 5 凸起的左侧，推动滑块旋转并将右弹簧片 7 压在同步环的内表面上，这时支承块 6 成为支点(图 4－3－22)。由于弹簧片对同步环施加了径向力，接合套与同步环之间的摩擦力矩便得到增强，继而

弹簧片的径向力又进一步增大。这样,增大了的摩擦力矩使接合齿圈的转速迅速上升直至达到同步。因此,这种同步器是借助于弹簧片对同步环的增力作用而进行工作的。

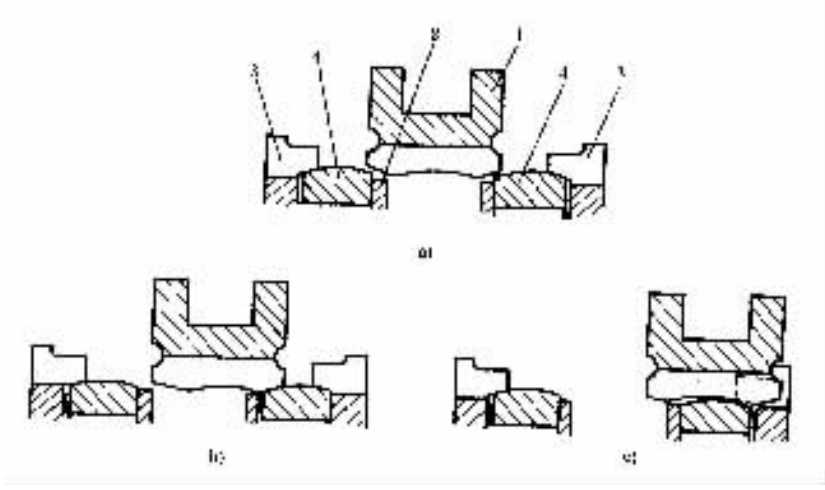


图 4-3-23 自行增力式同步器的换档过程

(图注同图 4-3-22)

只要接合套与待啮合齿轮之间存在转速差,弹簧片的支承力就阻止同步环直径缩小,因而也就阻止了接合套移动。在二者的转速差为零(同步)时,弹簧片卸除载荷,即以右弹簧片的上端为支点,弹簧片伸张,其下端顶住支承块凸起右侧,推动接合齿圈连同低档齿轮一道顺时针方向转动一个角度,使弹簧片松弛,于是阻止同步环直径缩小的支承力消失。此时,在不大的换档力作用下,接合套便可压缩同步环,与右侧的接合齿圈接合,而同步环处于接合套的屋顶状凹槽里,被可靠地定位(图 4-3-23c)。因此,在挂档位置,毋需采用一般变速器所必须设置的自锁装置。

在图 4-3-22 所示的右视图中,该齿轮接合齿圈内左右各有一个弹簧片,上述换档过程中仅由右侧的弹簧片起作用。当从下一个档位换到该档时,便由左侧的弹簧片施加径向力,加速同步过程。

由于弹簧片的增力作用,故这种同步器能使换档更为省力并且迅速。

综上所述,同步器由于能消除或减轻轮齿间冲击和噪声,并使换档轻便,故目前为各类汽车广泛采用。

四、变速器操纵机构

(一)变速器操纵机构的功用和类型

变速器操纵机构的功用是使驾驶员根据道路情况能准确可靠地将变速器挂上或摘下所需的某个档位,以保证汽车安全行驶。

变速器操纵机构按距离驾驶员座位的远近分为直接操纵机构和远距离操纵机构。

1. 直接操纵机构

大多数汽车的变速器布置在驾驶员座位附近,变速杆由驾驶室底板伸出,驾驶员可直接操纵。这种操纵机构为直接操纵机构。它一般由变速杆、拨块、拨叉、拨叉轴以及安全装置等组成,多集装于变速器的上盖或侧盖内,结构简单、操纵方便。图 4-3-24 所示为解放 CA1091

此为试读,需要完整PDF请访问:www.ertongbook.com 免费下载

型汽车六档变速器操纵机构的组成与布置示意图。拨叉轴 7、8、9 和 10 的两端均支承于变速器盖的相应孔中，可以轴向滑动。所有的拨叉和拨块都以弹性销固定于相应的拨叉轴上。三、四档拨叉 2 的上端具有拨块。拨叉 2 和拨块 3、4、14 的顶部制有凹槽。变速器处于空档时，各凹槽在横向平面内对齐。叉形拨杆 13 下端的球头即伸入这些凹槽中。选档时可使变速杆绕其中部球形支点横向摆动，则其下端推动叉形拨杆 13 绕换档轴 11 的轴线转动，从而使叉形拨杆下端球头对准与所选档位相应的拨块凹槽，然后使变速杆纵向摆动，带动拨叉轴及拨叉向前或向后移动，即可实现挂档。例如，横向扳动变速杆使叉形拨杆下端球头伸入拨块 3 顶部凹槽中，再纵向扳动变速杆，拨块 3 连同拨叉轴 9 和拨叉 5 即沿纵向向前移动一定距离，便可挂入二档；若向后移动一定距离，则挂入一档。当使叉形拨杆下端球头伸入拨块 14 的凹槽中，并使其向前移动一定距离时，便挂入倒档。

对五档变速器而言，具有三根拨叉轴。二、三档和四、五档各占一根拨叉轴，而一档和倒档共用一根拨叉轴。

显然，不同的变速器其档数和操纵机构的结构与布置都可能不同，因而相应于各档位的变速杆上端手柄位置排列，即档位排列也不相同。因此，汽车驾驶室内仪表板上（或操纵手柄上）应有该车变速器档位排列图（图 4－3－24 左上角），驾驶员必须熟记。

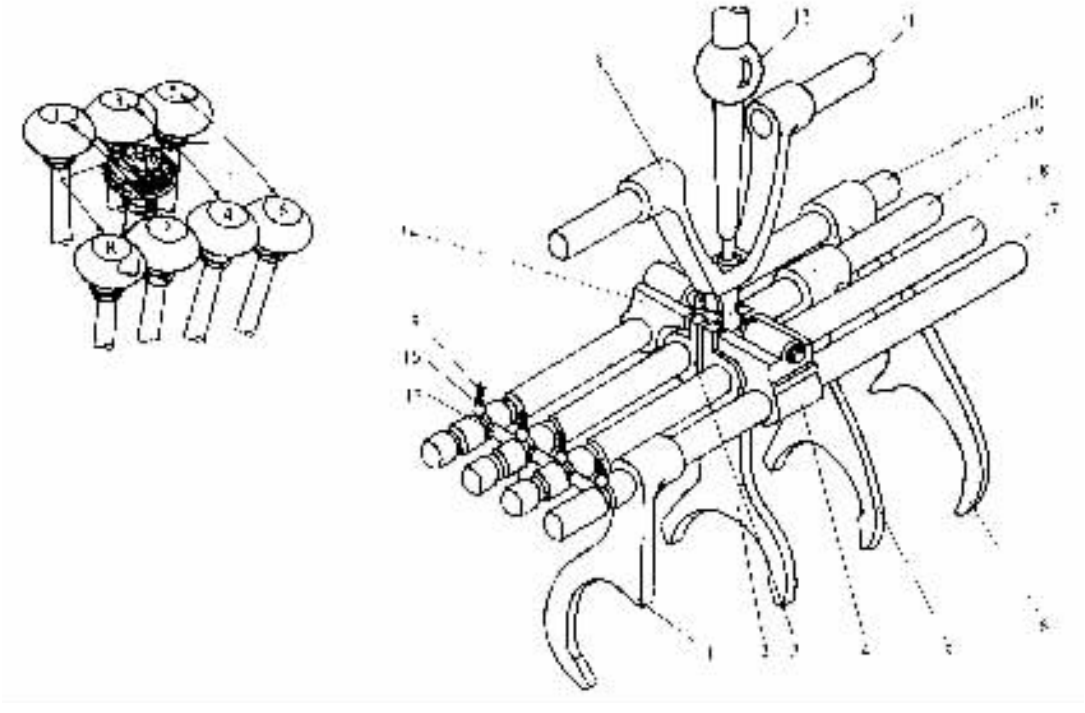


图 4－3－24　六档变速器操纵机构示意图

1－五、六档拨叉；2－三、四档拨叉；3－一、二档拨块；4. 五、六档拨块；5－一、二档拨叉；6－倒档拨叉；7－五、六档拨叉轴；8－三、四档拨叉轴；9－一、二档拨叉轴；10－倒档拨叉轴；11－换档轴；12－变速杆；13－叉形拨杆；14－倒档拨块；15－自锁弹簧；16－自锁钢球；17. 互锁柱销

2. 远距离操纵机构

有些汽车的变速器布置在距离驾驶员座位较远处（如某些轿车和具有平头驾驶室的货

车)，因此需要在变速杆与拨叉之间加装一些辅助杠杆或一套传动机构，构成远距离操纵机构。这种机构应有足够的刚性，且各连接件间隙不能过大，否则换档时手感不明显。

图 4－3－25 示出了两种远距离操纵机构的布置方案。图 4－3－25a)所示为变速杆布置在驾驶员座位旁，操纵机构的另一端连接在远离驾驶员座位的变速器上盖上。图 4－3－25b)所示的方案是变速杆布置在转向盘下方的转向柱管上。这种方案曾经盛行一时，但目前已很少采用，因为它除结构较复杂外，而且还增大了转向柱管的刚度，在撞车时直接影响驾驶员的安全。

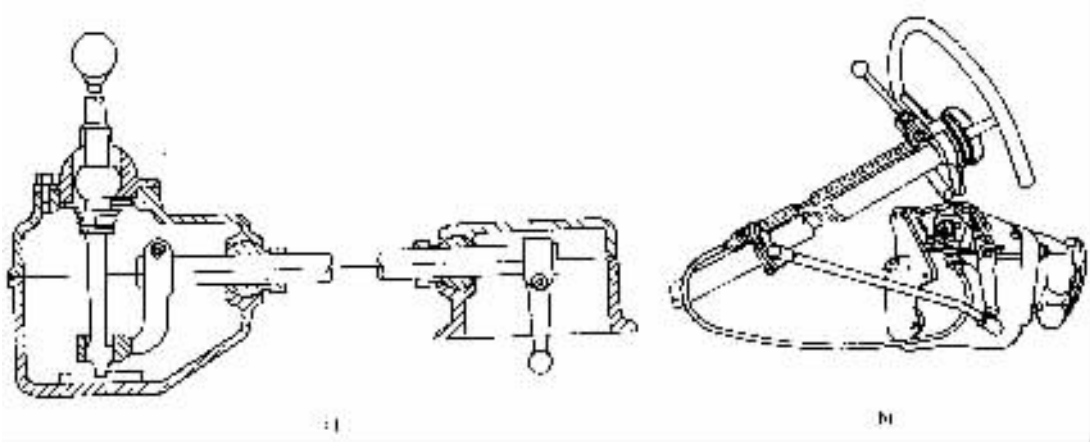


图 4－3－25 远距离操纵机构

图 4－3－26 所示为一汽红旗 CA7220 型轿车的 016 型变速器的外部操纵机构。它是在变速杆和换档拨叉之间装设一套双杆传动的远距离操纵机构。

(二)对变速器操纵机构的要求

为了保证变速器在任何情况下都能准确、安全、可靠地工作，对其操纵机构提出以下要求：

1. 变速器操纵机构应防止变速器自动脱档，并保证齿轮(或接合齿圈)以全齿宽啮合。

换档过程中，若操纵变速杆推动拨叉前、后移动的距离不足时，则滑动齿轮(或接合套)与相应的齿轮(或接合齿圈)将不能在全齿宽上啮合，因此影响齿轮的寿命。即使达到全齿宽啮合，也可能由于汽车振动或其他原因，使滑动齿轮或接合套自动轴向移动，因而减少了齿的啮合长度，甚至完全脱离啮合(自动脱档)。为此，在操纵机构中应设置自锁装置。

2. 变速器操纵机构应防止变速器同时挂入两个档位

若变速杆能同时推动两个拨叉，即可能同时挂入两个档位。由于两个档位的传动比不同，必将使啮合的两个齿轮相互产生机械干涉，变速器将无法工作，情况严重时还将使零件遭受破坏。为此，必须在操纵机构内设置互锁装置。

3. 变速器操纵机构应防止变速器误挂倒档

汽车在原地起步或在行驶过程中，驾驶员如将变速器误挂上倒档，将造成安全事故或损坏传动系统零件。为此，在变速器操纵机构中，应该设有倒档锁。

图 4－3－27 为东风 EQ1090E 型汽车变速器的自锁和互锁装置。自锁装置由自锁钢球 1 和自锁弹簧 2 组成。每根拨叉轴的上表面沿轴向分布有三个凹槽。当任一根拨叉轴连同拨叉轴向移动到空档或某一工作档位的位置时，必有一个凹槽正好对准钢球 1。于是钢球在弹簧

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

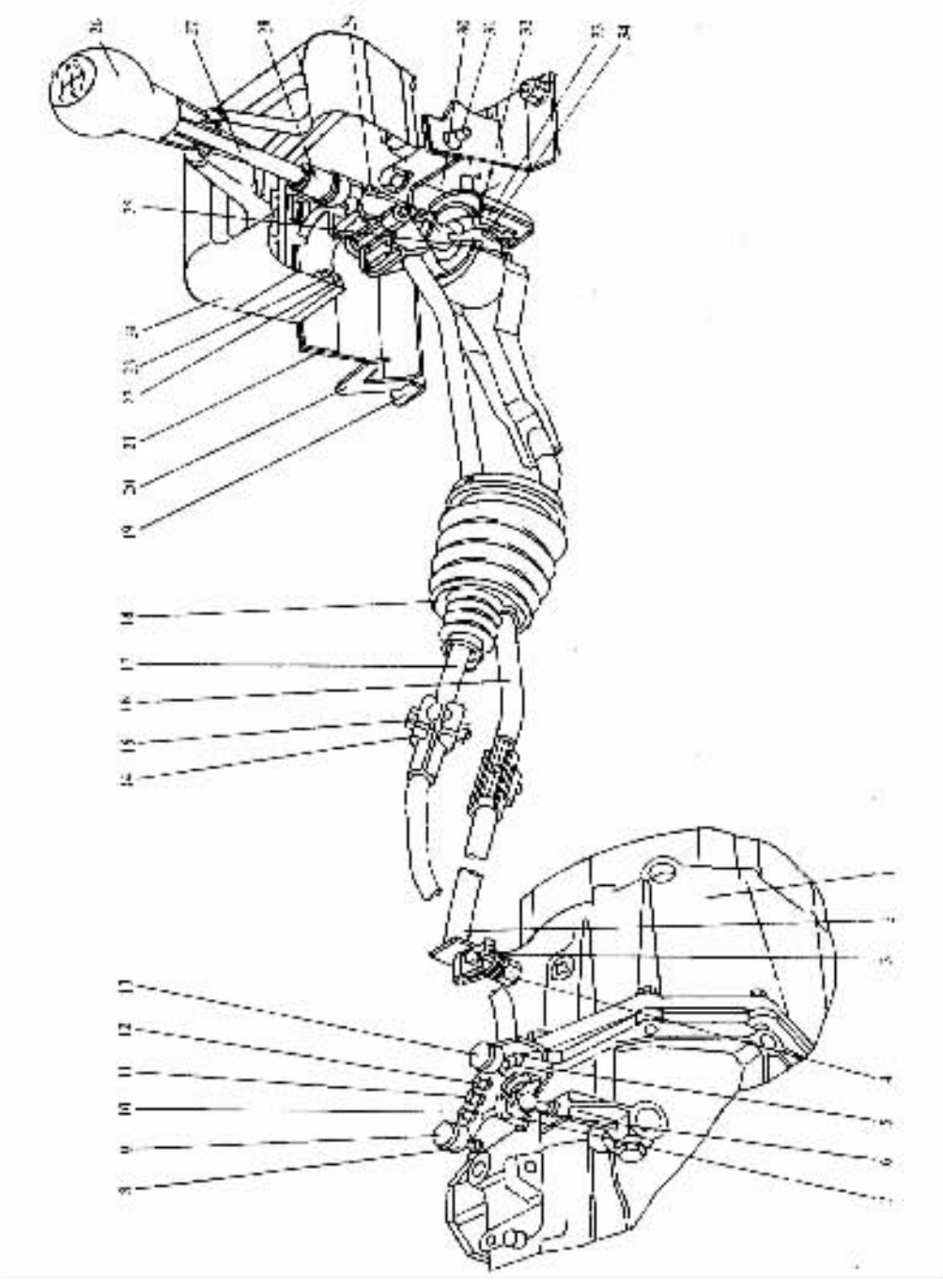


图 4－3－26　红旗 CA7220 型变速器的远距离操纵机构

1－变速器总成；2－前拉杆焊接总成；3－球衬；4－限位螺钉；5－换档前拉杆焊接总成；6－换档摇臂总成；7－球头衬套；8－球头；9、13－球碗总成；10、12－螺母；11－螺纹套；14－换档连杆管夹；15－螺栓；16－拉杆总成；17－后换档管焊接总成；18－防尘套；19－下支架；20－上支架；21－右缓冲块；22－防护罩下支架；23－防护罩上支架；24－变速杆防护罩；25－球壳；26－变速杆手柄；27－变速杆总成；28－导套；29－变速杆导向套；30－压板；31－左缓冲块；32－隔块；33－球衬座；34－弹簧

压力下嵌入该凹槽内，拨叉轴的轴向位置即被固定，从而拨叉连同滑动齿轮（或接合套）也被固定在空档或某一工作档位置上，不能自行脱出。当需要换档时，驾驶员必须通过变速杆对拨叉和拨叉轴施加一定的轴向力，克服弹簧的压力将钢球由拨叉轴的凹槽中挤出推回孔中，拨叉轴和拨叉方能再进行轴向移动。拨叉轴上表面相邻凹槽之间的距离，即等于为保证在全齿宽上啮合或是完全退出啮合所必需的拨叉及其轴的移动距离。

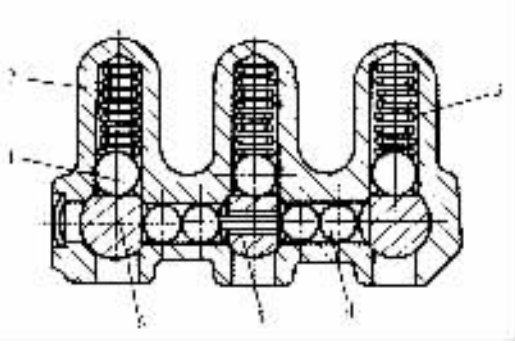


图 4－3－27 东风 EQ1090E 型汽车变速器自锁和互锁装置

1. 自锁钢球；2－自锁弹簧；3－变速器盖（前端）；4－互锁钢球；5－互锁销；6－拨叉轴

图 4－3－27 所示的互锁装置由互锁钢球 4 和互锁销 5 组成。每根拨叉轴的朝向互锁钢球的侧表面上均制出一个深度相等的凹槽。任一拨叉轴处于空档位置时，其侧面凹槽都正好对准钢球 4。两个互锁钢球的直径之和正好等于相邻两轴表面之间的距离加上一个凹槽的深度。中间拨叉轴上两个侧面凹槽之间有孔相通，孔中有一根可以滑移的互锁销 5，销的长度等于拨叉轴的直径减去一个凹槽的深度。

互锁装置的工作情况见图 4－3－28。当变速器处于空档时，所有拨叉轴的侧面凹槽同钢球、互锁销都在一条直线上。当移动中间拨叉轴 3 时（图 4－3－28a），轴 3 两侧的内钢球从其侧凹槽中被挤出，而两侧的外钢球 2 和 4 则分别嵌入拨叉轴 1 和 5 的侧面凹槽中，因而将轴 1 和 5 刚性地锁止在其空档位置。若欲移动拨叉轴 5，则应先将拨叉轴 3 退回到空档位置（图 4－3－28b）。于是，在移动拨叉轴 5 时，钢球 4 便从轴 5 的凹槽中被挤出，同时通过互锁销 6 和其他钢球将拨叉轴 3 和 1 均锁止在空档位置。同理，当移动拨叉轴 1 时，则拨叉轴 3 和 5 被锁止在空档位置（图 4－3－28c）。由此可知，互锁装置的作用是当驾驶员用变速杆推动某一拨叉轴时，自动锁止其他所有拨叉轴。

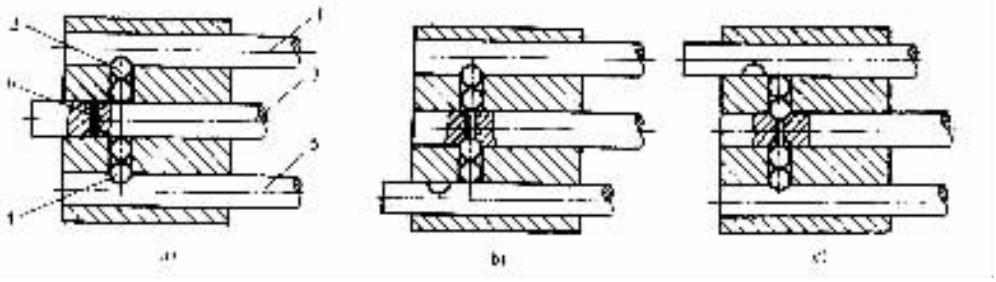


图 4－3－28 互锁装置工作示意图

1、3、5－拨叉轴；2、4－互锁钢球；6－互锁销

北京 BJ2020 型汽车的变速器有三个前进档和一个倒档，故操纵机构中只有两套拨叉和拨叉轴，因而其自锁装置和互锁装置在结构上可以合而为一（图 4－3－29）。两个空心锁销 1 套在弹簧 2 的两端。两个锁销长度之和 $2a$ 等于两根拨叉轴表面间距离 c 加上一个凹槽深度 b。其工作原理同上所述。

一汽红旗 CA7220 型轿车的 016 变速器的自锁和互锁装置与上述的结构形式基本相同。这种锁销式档位锁止装置是目前汽车变速器中最常用的结构形式。

图 4－3－30 所示为五档变速器中常用的倒档锁装置。它是由一、倒档拨块 3 中的倒档锁销 1 及弹簧 2 组成。因此，驾驶员要挂一档或倒档时，必须用较大的力使变速杆 4 的下端压缩弹簧 2，将锁销 1 推向右方后，才能使变速杆下端进入拨块 3 的凹槽内，以拨动一、倒档拨叉轴而挂入一档或倒档。

解放 CA1091 型汽车变速器倒档锁装置（图 4－3－31）的组成和工作原理与上述五档变速器倒档锁装置基本相同。当使叉形拨杆 17 下端球头向右摆动并压缩倒档锁弹簧 2 及克服锁销定位钢球（图中未画出）的弹力将锁销 4 推向右方后，球头即可伸入倒档拨块 6 的凹槽中，再拨动倒档拨块和倒档拨叉轴 7 向后移动，便挂入倒档。

由此可见，倒档锁的作用是使驾驶员必须对变速杆施加更大的力，方能挂入倒档，起到提醒注意作用，以防误挂倒档。

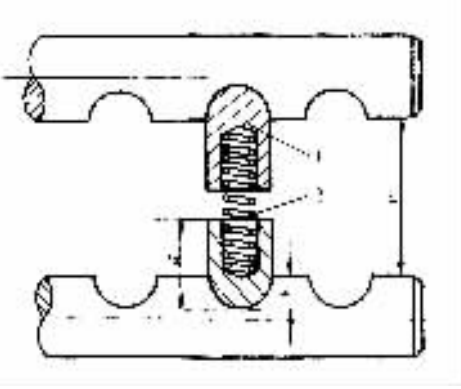


图 4－3－29　北京 BJ2020 型汽车变速器档位锁止位置

1－锁销；2－锁止弹簧

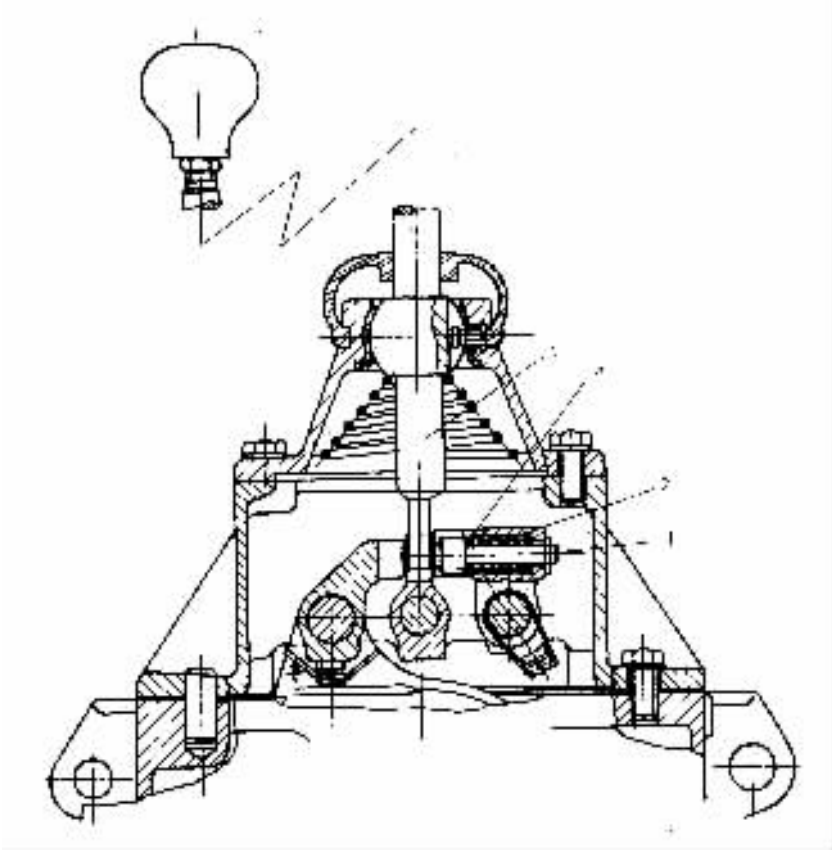


图 4－3－30　东风 EQ1090E 型汽车 A 档变速器倒档锁装置

1－倒档锁销；2－倒档锁弹簧；3－倒档拨块；4－变速杆

在解放 CA1091 型汽车变速器中，于五、六档拨块 16 上还设置了一个与倒档锁装置结构相

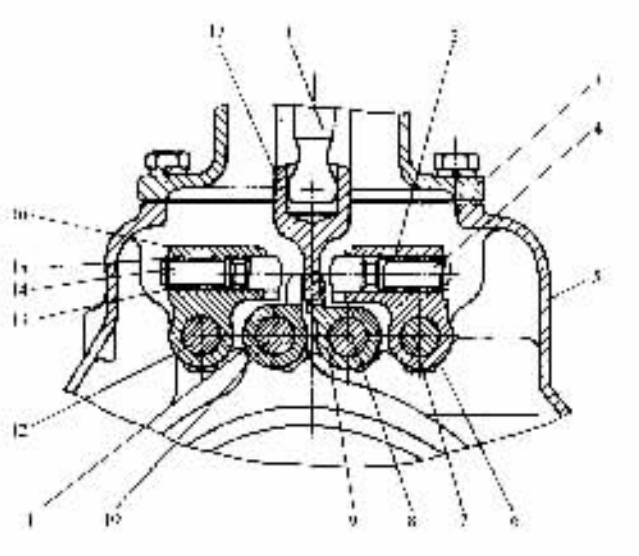


图 4－3－31 解放 CA1091 型汽车变速器倒档锁及选档锁装置

1－变速杆；2－倒档锁弹簧；3－变速器顶盖；4－倒档锁销；5－变速器上盖；6－倒档拨块；7－倒档拔叉轴；8－一、二档拨叉轴；9－一、二档拨块；10－三、四档拨叉轴；11－三、四档拔块；12－五、六档拨叉轴；13－选档锁销弹簧；14－选档锁销；15－锁片；16－五、六档拨块；17－叉形拔杆

同的选档锁装置。它由安装在五、六档拨块 16 中的选档锁销 14、弹簧 13 及锁片 15 组成。其作用是便于选择三、四档和五、六档。如图 4－3－31 所示，当叉形拨杆 17 下端球头向右摆动至靠紧倒档锁销 4（但不压缩弹簧 2）后，再纵向摆动，则可挂入一档或二档；同理，当叉形拨杆下端球头向左摆动至靠紧选档锁销 14（但不压缩弹簧 13），再纵向摆动，便可挂入三档或四档；当叉形拨杆下端球头向左摆动并压缩弹簧 13，将锁销 14 推向左方后，球头则可伸入五、六档拨块 16 的凹槽内，再纵向移动拨叉轴 12 而挂入五档或六档。

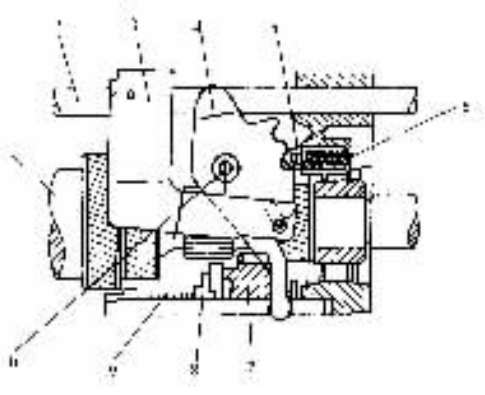


图 4－3－32 红旗 CA7220 型轿车 016 变速器的倒档锁装置

1－输入轴；2－五、倒档换档轴；3－倒档导块；4－倒档拨叉；5－倒档锁；6－倒档锁弹簧；7－倒档中间街轮；8－倒档同步器总成；9－弹簧；10－销轴

图 4－3－32 所示为红旗 CA7220 型轿车 016 变速器的倒档锁装置。欲挂倒档时，驾驶员操纵换档机构使五、倒档换档轴 2 带动倒档导块 3 左移，致使倒档拨叉 4 绕销轴 10 顺时针转动，推动倒档锁销 5 压缩倒档锁弹簧 6。与此同时，倒档拨叉 4 的下端推动倒档中间齿轮 7 左移，待倒档同步器 8 同步后，倒档中间齿轮与输入轴和输出轴的倒档齿轮进入啮合，换入倒档。在此换档过程中，倒档锁弹簧 6 的压缩阻力起到了防止误挂倒档的作用。

（三）变速器操纵机构的预选气动控制和电子控制

1. 变速器操纵机构的预选气动控制

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

为改善重型货车组合式变速器的操纵轻便性，副变速器多用预选气动换档，常见的有“机械－气动”和“电控－气动”两种方式。

法国的尤尼克－27－66型货车副变速器采用预选机械－气动式操纵机构（图4－3－33）。预选开关6位于驾驶员座椅右侧，驾驶员拉出手柄（图示位置），即预选了高速档。只有在踩下离合器踏板1时，控制阀5活塞左移，气路方可接通。于是压缩空气自储气罐9经控制阀和预选开关，沿气管10进入换档气缸11右腔，推动活塞并带动副变速器的变速叉轴左移而换入高速档。同时气缸左腔的空气沿气管8通过预选开关排到大气中。若将预选开关6推入到底，则预选了低速档。当踩下离合器踏板时，压缩空气便沿气管7进入换档气缸左腔，因而活塞右移而换入低速档。

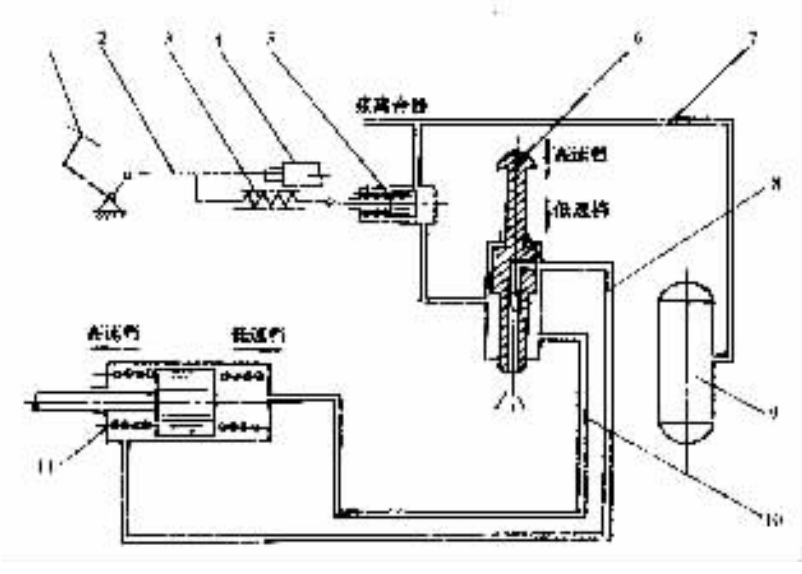


图4－3－33　副变速器机械－气动式操纵机构示意图

1－离合器踏饭；2－拉杆；3－弹簧；4－离合器操纵助力气缸；5－控制阀；6－预选开关；7、8、10－气管；9－储气罐；11－换档气缸

采用这种预选机构，只有在踩下离合器踏板时，才能使副变速器换档。这样做的目的是，保证在换档前分离离合器，以减小副变速器输入端零件的转动惯量，便于换档。副变速器可单独换档也可与主变速器同时换档。

瑞典斯堪尼亚LT110型货车的副变速器采用电控－气动式操纵机构（图4－3－34）。其中电控部分有：装在变速杆手柄处的按钮式预选开关2、空档开关1、高、低速档电磁阀3、超速保护继电器5和发电机7。空档开关是一个电路开关，与主变速器盖上的互锁装置装在一起，其作用是只有当主变速器处于空档位置时才能接通电路。

图示为由高速档换入低速档时的情况。此时已预选低速档，即已按下预选开关的按钮L，当主变速器处于空档时，接通低速档电磁阀3（L）的电路：电源→空档开关1→预选按钮2（L）→超速保护继电器5→低速档电磁阀3（L）→搭铁。电磁阀3（L）的线圈由于通电而产生磁力，将内腔的衔铁向上吸起，先关闭衔铁底部的排气口，然后推动球形阀门上移，打开进气口。同时，高速档电磁阀3（H）电路被断开，衔铁下落，先关闭进气口，再开启排气口。于是压缩空气自储气罐4经电磁阀3（L）进入换档气缸6的左腔，推动活塞并带动副变速器的变速叉轴8向

右移动，通过杠杆机构使副变速器的接合套左移而换入低速档（该车副变速器采用行星齿轮传动，如图 4－3－34 所示）。换档气缸中的活塞右移过程中，右腔的压缩空气沿气管经电磁阀 3（H）的排气口排至大气中。

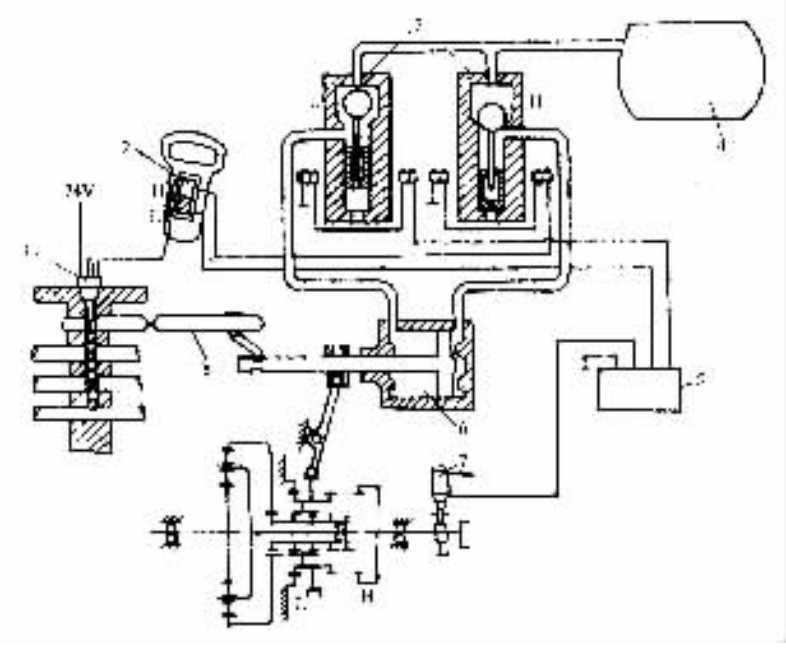


图 4－3－34 副变速器电控－气动式操纵机构示意图

1－空档开关；2－按钮式预选开关；3（H）－高速档电磁阀；3（L）－低速档电磁阀；4－储气罐；5－超速保护继电器；6－换档气缸；7－发电机；8－副变速器变速叉轴

微型交流发电机 7 由副变速器输出轴驱动。微型发电机的电流作用于超速保护继电器 5。当副变速器在高速档工作时，如输出轴转速过高（表明车速过高）不适宜换入低档时，由于微型发电机输出电流过大，继电器 5 便自动切断通往电磁阀的电流，使副变速器不能换上低速档，从而防止了离合器和发电机的超速，切断电路的相应汽车速度为 27km/h。

同理，欲由低速档换入高速档，可先按下预选开关的按钮 H，然后将主变速器退入空档，气压系统便自动使副变速器挂入高速档。

由于只有在主变速器处于空档时副变速器才能换档，故保证了换档时副变速器输入端零件转动惯量的减小。

2. 变速器操纵机构的电子控制

随着电子技术的发展和计算机的进一步微型化，使得机械变速器操纵机构实施电子控制，不但能够实现，而且电控功能和可靠性也大为提高。

图 4－3－35 所示为美国福特公司 ESTA 半自动控制换档系统的基本原理。微处理机（电子控制单元 ECU）2 接收由各个传感器及操纵元件所传来的反映汽车使用条件的各种信息（由传感器 9 输入的发动机转速信息；由传感器 6 输入的车速信息；变速杆 1 传递的所选档位信息以及加速踏板 10 所反映的节气门开度信息），计算出理想同步的发动机转速。再由微处理机对调节器 3 发出指令，使之调节发动机转速。需要提高转速时，由调节器增加节气门开度；需要降低转速时，调节器则减小排气控制阀 7 的开度。调节后可使变速器第一轴转速达到所需

精品资料 www.zhiliao.com 免费下载

要的同步转速，精确到 ± 30r/min，因此可以取消同步器。与此同时，微处理机向电动液压机构 5 和 8 发出指令，操纵离合器并进行换档。电动液压机构所需的液压来自蓄能器 4。蓄能器中贮存的油压由电动机驱动的油泵提供。由于电动液压机构操纵离合器的接合和分离，故使用该系统的汽车取消了离合器踏板。

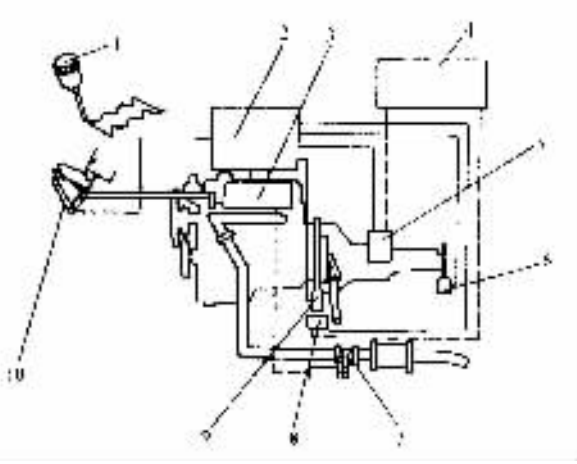


图 4－3－35　ESTA 半自动控制换档系统原理图
（粗实线为电路，虚线为液压回路，点划线为空气回路）
1－变速杆；2－微处理机；3－调节器；4－蓄能器；
5、8－电动液压机构；6－变速器输出轴转速传感器；
7－排气控制阀；9－发动机转速传感器；10－加速踏板

近年来，国内也在研制机械式变速器的电子控制，称为电控机械式自动变速器（Automated Mechanical Transmission 简称 AMT）。其基本原理框图如图 4－3－36 所示。驾驶员通过加速踏板和变速器操纵杆，即选择器，选择换档范围、换档规律、巡航控制等，向电子控制单元（ECU）表达意图。车辆的运行状况信息由各种传感器接收，并传递给 ECU，ECU 按存储在其中的程序（如，最佳换档规律、离合器接合规律、油门的自适应性调节规律等）对发动机节气门开度、离合器的接合与分离以及变速器的选、换档进行控制，使三者在时序上实现最佳匹配，使换档迅速、平稳；还可提高汽车的加速性和发动机的功率利用，从而也获得了优良的燃油经济性和动力性，且便于远距离操纵。

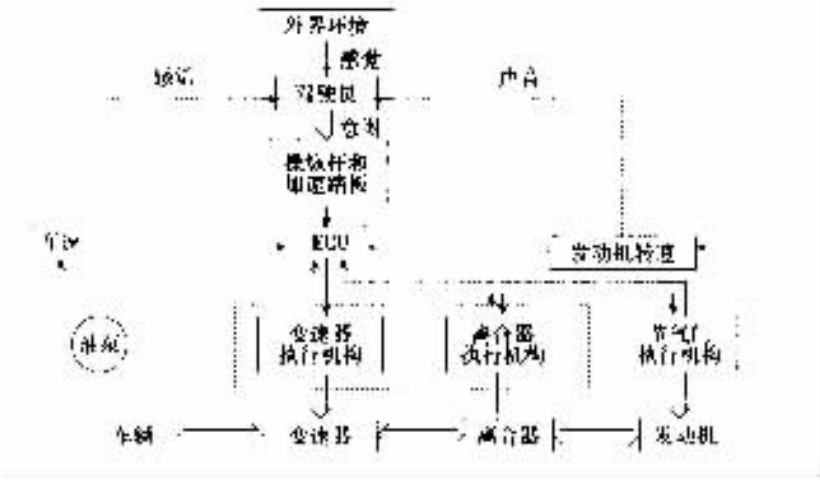


图 4－3－36　AMT 控制基本原理示意图

五、分 动 器

在多轴驱动的汽车上，为了将变速器输出的动力分配到各驱动桥，均装有分动器。

分动器的基本结构也是一个齿轮传动系统。其输入轴直接或通过万向传动装置与变速器第二轴相连，而其输出轴则有若干个，分别经万向传动装置与各驱动桥连接。

为增加传动系的最大传动比及档数，目前绝大多数越野汽车都装用两档分动器，使之兼起副变速器的作用。

东风 EQ2080 型三轴越野汽车的两档分动器示于图 4－3－37。分动器单独安装在车架上，其输入轴 1 通过万向传动装置与变速器第二轴连接。输出轴共有三根，即通往后驱动桥的输出轴 8、通往中驱动桥的输出轴 12 和通往前驱动桥的输出轴 17。

越野汽车在坏路或无路情况下行驶时，为使汽车有足够的牵引力，需要前桥参加驱动，而在好路上行驶时，则前桥应作为从动桥，以免增加功率消耗和轮胎及传动系统零件的磨损。故分动器中通往前桥的输出轴 17 与通往中桥的输出轴 12 之间装有接合套 16。只有将接合套 16 右移，使轴 17 与轴 12 刚性连接时，前桥方参加驱动。

图中表示的是分动器的空档位置。将接合套 4 左移与齿轮 15 的接合齿圈接合后，从输入轴 1 传来的动力，经齿轮 3、15 和中间轴 11 传到齿轮 10，由此再分别经齿轮 6 和 13 传到输出轴 8 和 12。若接合套 16 已与轴 12 接合，则动力还可以从轴 12 传给通往前桥的输出轴 17。分动器的这一档位为高速档，其传动比为 1.08。

将接合套 4 右移，与齿轮 9 的接合齿圈接合时，则动力从输入轴经齿轮 5 和 9 传到中间轴 11 和齿轮 10，然后再分别传到输出轴 8、12 和 17。这一档位为低速档，传动比为 2.05。

当分动器挂入低速档工作时，其输出转矩较大，为避免中、后桥超载荷，此时前桥必须参加驱动，分担一部载荷。因此，分动器的操纵机构必须保证：非先接上前桥，不得挂入低速档；非先退出低速档，不得摘下前桥。

为保证上述原则，一般越野汽车常采用如图 4－3－38 所示的一种简单的机械式分动器操纵机构。轴 7 借两个支承臂 8 固定在变速器的盖上。分动器的两个操纵杆 1 和 2 位于变速器变速杆的右侧。换档操纵杆 1 以其中部的孔松套在轴 7 上，其下端借传动杆 4 与分动器的换档摇臂 6 相连。前桥操纵杆 2 的中部则固定于轴 7 的一端。在轴 7 的另一端固定着摇臂 6，其臂端经传动杆 5 与操纵前桥接合套的摇臂相连。前桥操纵杆 2 的下端装有螺钉 3，其头部顶靠着换档操纵杆 1 的下部。

驾驶员欲使分动器挂入低速档，只须将换档杆 1 的上端推向前方。此时操纵杆 1 绕轴 7 逆时针转动，其下臂便压推螺钉 3，带动操纵杆 2 向接前桥的方向转动。这就使得挂入低速档时，前桥已接上。但当操纵杆被扳回到空档或高速档位置时，并不能带动操纵杆 2 回位而摘下前桥。同理，当将操纵杆 2 的上端拉向后方，以便摘下前桥时，螺钉 3 则向前推动操纵杆 1 使之先退出低速档位置，但并不妨碍退出低速档后再接前桥。

此外，分动器操纵机构中也有自锁装置，其结构原理与变速器的自锁装置相同。

切诺基汽车是 4WD 轻型越野汽车，它采用的分动器有三种型号，在 1991 年之后生产的车型中，装用的分动器型号是 231 型，其结构示意图见图 4－3－39。它的结构特点是采用行星齿轮机构减速，接前驱动桥的接合装置是锁环式惯性同步器接合套 7，前、后输出轴 13 和 8 之间的动力传递采用链条传动。锁环式同步器接合套的接合与脱开由真空气泵（图 4－3－40 中的

机械学习网 机械在线 免费下载

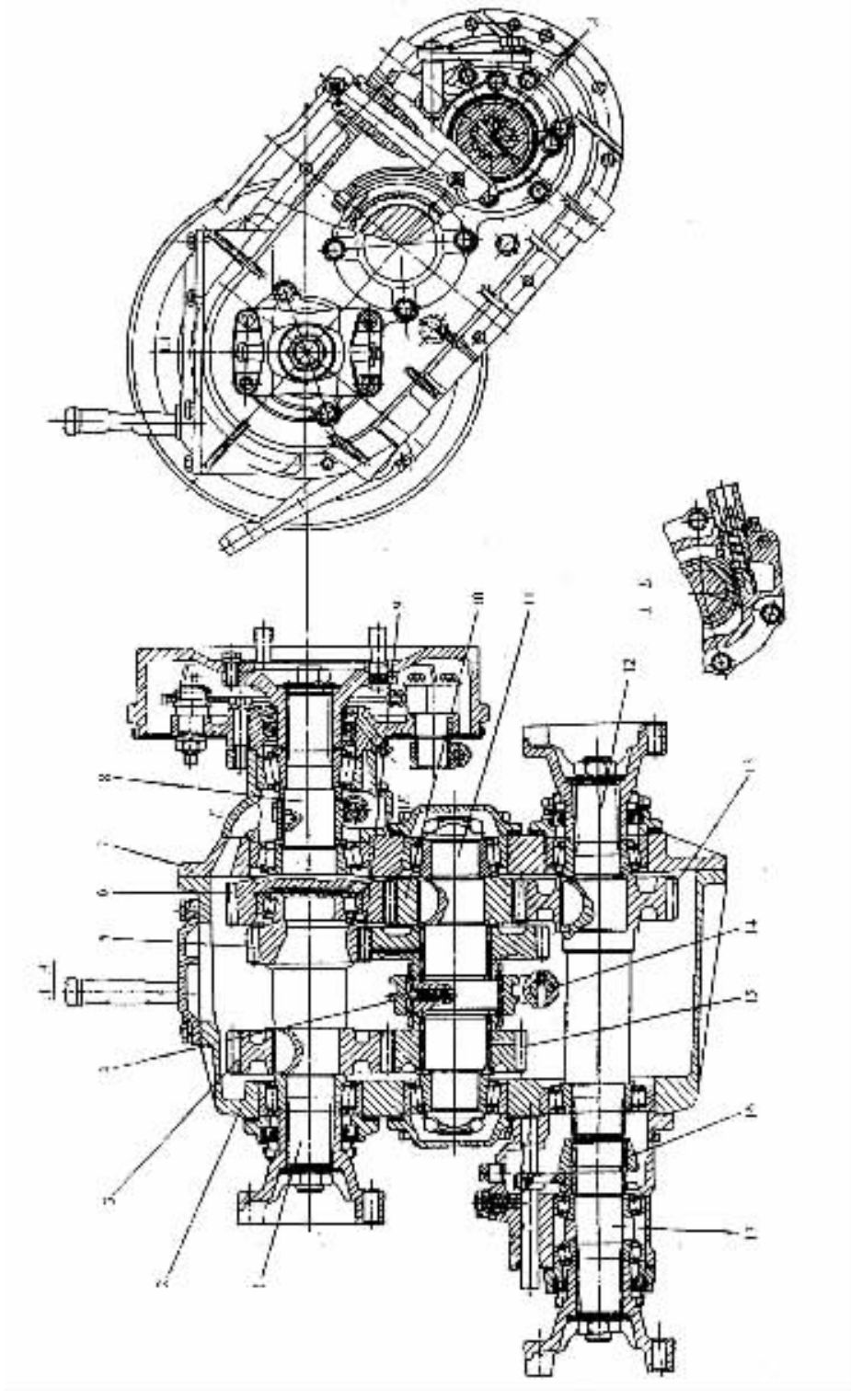


图 4－3－37　东风 EQ2080 型越野汽车分动器

1－输入轴；2－分动器壳；3、5、6、9、10、13、15－齿轮；4－换档接合套；7－分动器盖；8－通往后驱动桥的输出轴；11－中间轴；12－通往中驱动桥的输出轴；14－换档拨叉轴；16－前桥接合套；17－通往前驱动桥的输出轴

6)来控制。

将接合套 6 左移,与输入轴 1 的太阳轮 2 的内齿圈接合,分动器挂入直接档(高速档,传动比为 1)。动力由输入轴 1 直接传给后输出轴 8,而同步器接合套 7 未与链轮 9 接合,前输出轴 13 不输出动力,此时为高速档两轮驱动(用 2H 表示)。

在上述传动不变(即接合套 6 不动)的情况下,将同步器接合套 7 右移与链轮 9 接合,动力从后输出轴 8 经接合套 7、主动链轮 9、传动链 10、从动链轮 12,传到前输出轴 13,此时为高速档四轮驱动(档位符号用 4H 表示)。当接合套 6 右移与行星架 5 的内齿圈接合时,动力由输入轴 1 经太阳轮 2、行星齿轮 3、行星架 5、接合套 6 传到后输出轴 8;同时动力还经同步器接合套 7、主动链轮 9、传动链 10 和从动链轮 12 传给前输出轴 13。此时为低速档(传动比为 2.72)四轮驱动(档位符号用 4L 表示)。

切诺基汽车分动器接前驱桥的控制系统是由真空气泵 6 来控制的。真空气泵是被膜片分成左右两腔的气室,膜片在真空度作用下可以往复运动,并带动真空气泵轴(拨叉轴)1 和分动器换档拨叉 12 作往复运动,从而可使接合套 8 轴向移动,使中间轴与右半轴接合或脱开。该系统的真空源取自发动机进气歧管的后部燃后存储在真空罐 3 内。

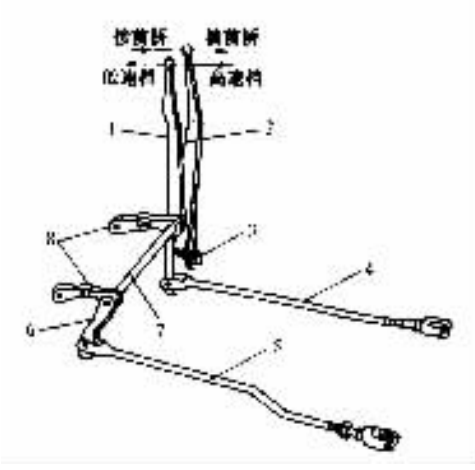


图 4-3-38 分动器操纵机构

1-换档操纵杆;2-前桥操纵杆;3-螺钉;
4、5-传动杆;6-摇臂;7-轴;8-支承臂

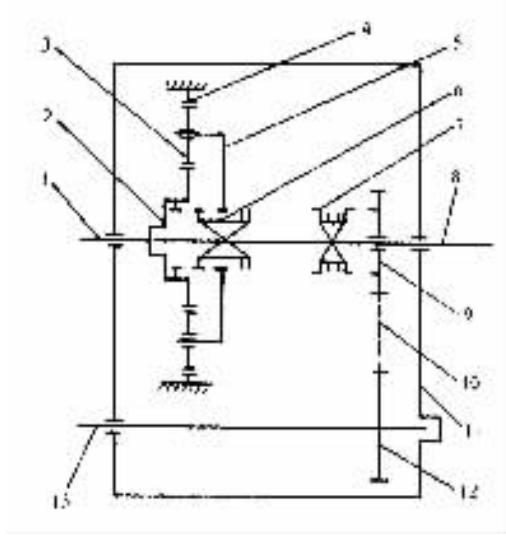


图 4-3-39 切诺基越野汽车
231 型分动器结构示意图

1-输入轴;2-输入轴齿轮(太阳轮);
3-行星齿轮;4-齿圈;5-行星架;
6-行星齿轮接合套;7-锁环式同步器接合套;
8-通往后驱动桥的后输出轴;9-主动链轮;
10-传动链;11-壳体;12-从动链轮;
13-通往前驱动桥的输出轴

接前驱动桥的控制系统的工作过程,如图 4-3-40 所示。分动器操纵手柄一般放在"2H"档位,即高速档两轮驱动的档位上。此时,真空开关 4 使真空气泵的右腔与真空管 a、b 和真空罐相通,与此同时,真空开关又使真空气泵的左腔与真空管 c、d 和通气滤清器 5 与大气相通。因此,在真空气泵的左腔为大气压力,而右腔有一定的真空度,则真空气泵中的膜片在压差的作用下向右运动,推动拨叉 12、接合套 8 等都处在极右位置,使中间轴 7 脱离接合,前桥不参加驱动,此时前桥为非驱动桥。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

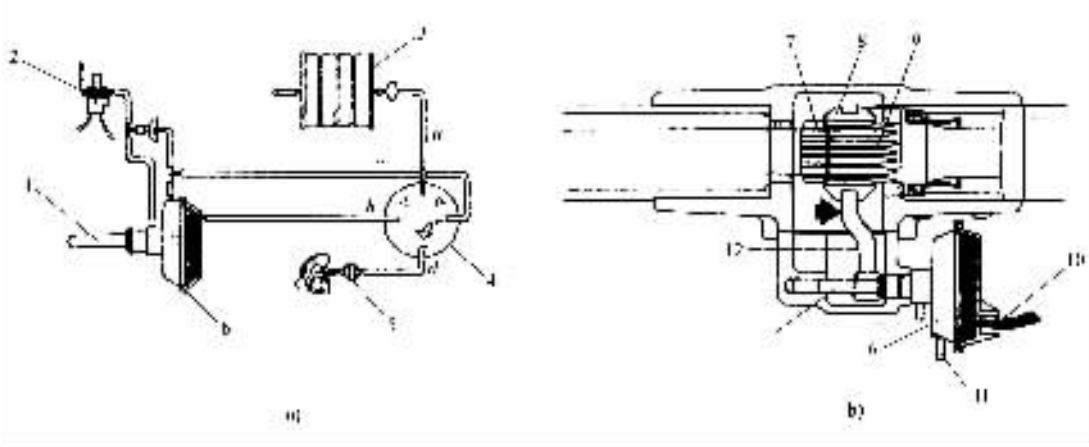


图 4－3－40　切诺基汽车分动器接前驱动桥控制系统工作示意图

a)控制系统工作示意图；b)真空气泵工作示意图

1－真空气泵轴；2－四轮驱动灯开父；3－真空罐；4－真空开关；5－通气滤清器；6－真空气象；7－中间轴；8－接合会；9－右半轴；10－真空气泵前接口；11－真空气泵后接口；12. 分动器换档拨叉

当分动器操纵手柄挂‘4H’或‘4L’档时，这时真空开关将真空罐 3 和真空管 a 的真空度传至真空管 c 和真空气泵的左腔，而真空气泵的右腔经真空管 b、d 通大气。此时真空气泵的膜片在压差作用下向左运动，带动真空气泵轴 1、拨叉 12 及接合套 8 左移，使接合套的内齿圈与中间轴的外齿圈接合，前桥参加驱动，此时前桥为驱动桥。

装有上述分动器的汽车，当用全部车轮驱动行驶于不平路面或弯道上时，或在前后驱动车轮由于轮胎磨损而半径不等的情况下行驶时，将引起发动机功率消耗，轮胎及传动系零件磨损。为克服这一缺点，并将转矩大体根据轴荷比例分配给各驱动桥，有些汽车如尤尼克—27—66 型汽车的分动器内装设了带有差速锁的非对称式行星齿轮轴间差速器(图 4－3－41)。其工作原理将在第十九章中阐述。

该分动器为保证输入轴上高速档和低速档主动齿轮 2、5 和滚针轴承可靠工作，采用压力润滑。装在输入轴 1 右端的柱塞式油泵，由输入轴驱动，将分动器壳底部的润滑油吸入，并将压力油沿输入轴的轴向和径向油道送往滚针轴承和齿轮处。

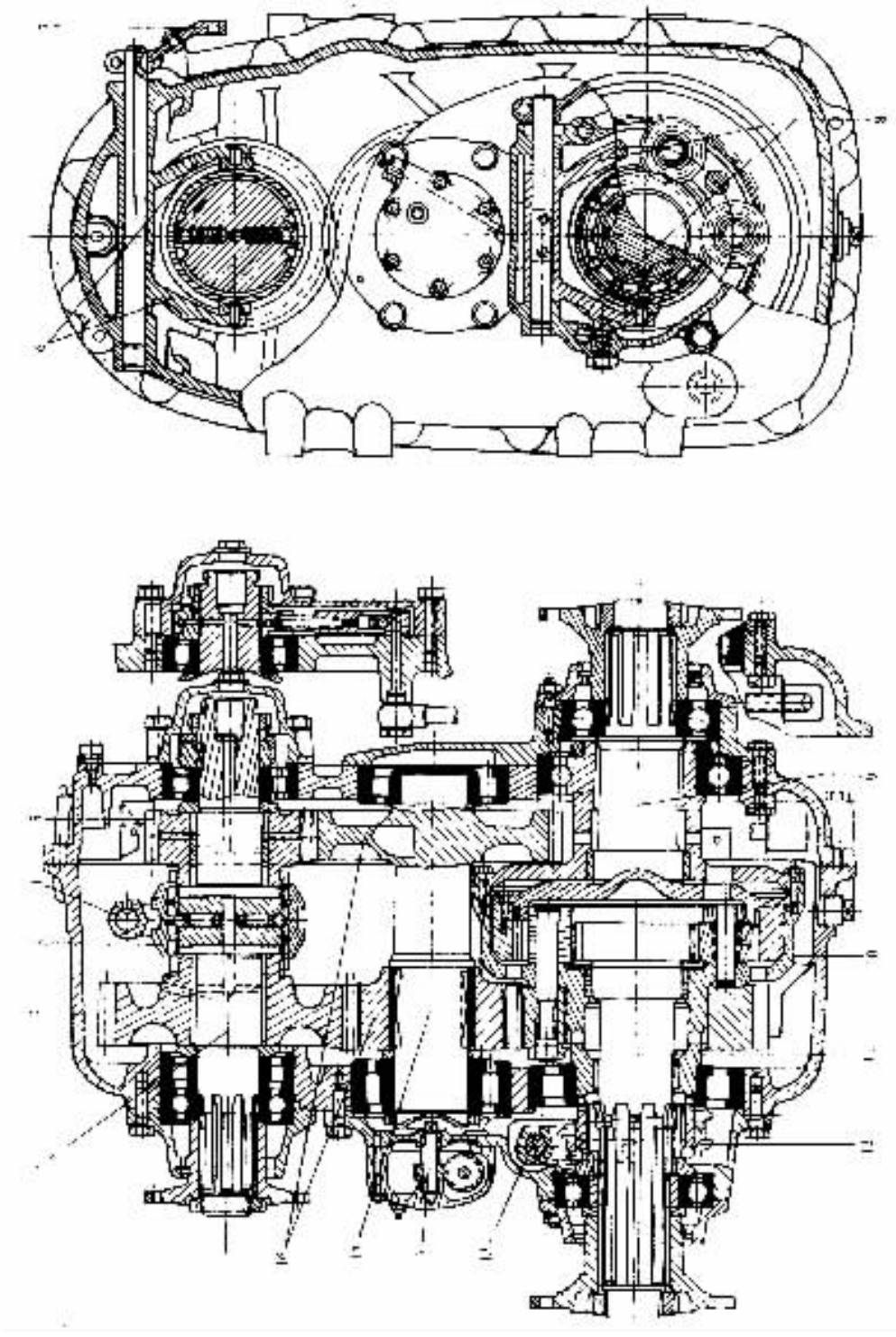


图 4－3－41 尤尼克—27—66 型汽车分动器

1－输入轴；2－高速档主动齿轮；3－接合套；4－拨叉轴；5－低速档主动齿轮；6－拨叉；7－拨叉轴拉杆；8－差速锁拨叉；9－中、后桥输出轴；10－轴间差速器；11－前桥输出轴；12－差速锁接合套；13－差速锁拨叉轴；14－车速里程表驱动齿轮；15－中间轴；16－中间轴齿轮

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

第二节　变速器基本参数的确定

1. 变速器的档位数和传动比

不同类型汽车的变速器，其档位数也不尽相同。轿车变速器传动比变化范围较小（约为 3～4），过去常用 3 个或 4 个前进档，但近年来为了提高其动力性尤其是燃料经济性，多已采用 5 个前进档。轻型货车变速器的传动比变化范围约为 5～6，其他货车为 7 以上，其中总质量在 3.5t 以下者多用四档变速器，为了降低油耗亦趋向于增加 1 个超速档；总质量为 3.5～10t 多用五档变速器；大于 10t 的多用 6 个前进档或更多的档位。

选择最低档传动比时，应根据汽车最大爬坡度、驱动车轮与路面的附着力、汽车的最低稳定车速以及主减速比和驱动车轮的滚动半径等来综合考虑、确定。

汽车爬陡坡时车速不高，空气阻力可忽略，则最大驱动力用于克服轮胎与路面间的滚动阻力及爬坡阻力。故有

$$\frac{T_{e\,max} i_{gI}\, i_0 \eta_T}{r_r} \geqslant mg\left(f\cos\alpha_{max} + \sin\alpha_{max}\right) = mg\Psi_{max}$$

则由最大爬坡度要求的变速器Ⅰ档传动比为

$$i_{gI} \geqslant \frac{mg\Psi_{max} r_r}{T_{e\,max} i_0 \eta} \tag{4-3-1}$$

式中　m——汽车总质量；

g——重力加速度；

Ψ_{max}——道路最大阻力系数；

r_r——驱动车轮的滚动半径；

$T_{e\,max}$——发动机最大转矩；

i_0——主减速比；

η_T——汽车传动系的传动效率。

根据驱动车轮与路面的附着条件

$$\frac{T_{e\,max} i_{gI}\, i_0 \eta_T}{r_r} \leqslant G_2\varphi$$

求得的变速器Ⅰ档传动比为：

$$i_{gI} \leqslant \frac{G_2\varphi r_r}{T_{e\,max} i_0 \eta_T} \tag{4-3-2}$$

式中　G_2——汽车满载静止于水平路面时驱动桥给地面的载荷，

φ——道路的附着系数，计算时取 $\varphi = 0.5 \sim 0.6$；

r_r，$T_{e\,max}$，i_0，η_T——见式（4－2－1）下说明。

对于越野汽车，i_{gI} 也应满足汽车的最低稳定车速 $v_{a\,min}$ 要求，则有

$$i_{gI} = \frac{0.377 r_r n_{e\,min}}{v_{a\,min} i_0 i_{FI}} \tag{4-3-3}$$

式中　$n_{e\,min}$——发动机最低稳定转速；

i_{FI}——分动器低档传动比。

变速器的Ⅰ档传动比应根据上述条件确定。变速器的最高档一般为直接档，有时用超速

档。中间档的传动比理论上按公比为 $q=\sqrt[n-1]{\frac{i_{g\,max}}{i_{g\,min}}}=\sqrt[n-1]{\frac{i_{gⅠ}}{i_{gn}}}$（其中 n 为档位数）的几何级数排列，实际上与理论值略有出入，因齿数为整数且常用档位间的公比宜小些，另外还要考虑与发动机参数的合理匹配。

在变速器结构方案、档位数和传动比确定以后，即可进行其他基本参数的选择与计算。

2. 中心距

中心距对变速器的尺寸及质量有直接影响，所选的中心距应能保证齿轮的强度。三轴式变速器的中心距 A（mm）可根据对已有变速器的统计而得出的经验公式初选：

$$A=K_A\sqrt[3]{T_{Ⅰ\,max}} \tag{4-3-4}$$

式中 K_A——中心距系数。对轿车，$K_A=8.9\sim9.3$；对货车，$K_A=8.6\sim9.6$；对多档主变速器，$K_A=9.5\sim11$；

$T_{Ⅰ\,max}$——变速器处于工档时的输出转矩：

$$T_{Ⅰ\,max}=T_{e\,max}i_{gⅠ}\eta_g \tag{4-3-5}$$

$T_{e\,max}$——发动机最大转矩，N·m；

$i_{gⅠ}$——变速器的Ⅰ档传动比；

η_g——变速器的传动效率，取 0.96。

初选中心距也可以由发动机最大转矩按下式直接求出：

$$A=K_{Ae}\sqrt[3]{T_{e\,max}} \tag{4-3-6}$$

式中 K_{Ae}——按发动机最大转矩 $T_{e\,max}$ 直接求 A 时的中心距系数，对轿车取 14.5～16.0；对货车取 17.0～19.5。

最小许用中心距 A 应保证轮齿有必要的接触强度。轮齿的接触应力可先按简化方法计算：

$$\sigma_j=0.418\sqrt{\frac{FE}{b}\left(\frac{1}{\rho_1}+\frac{1}{\rho_2}\right)} \tag{4-3-7}$$

式中 F——法面内基圆周切向力即齿面法向力，N；

$$F=\frac{F_t}{\cos\alpha\cos\beta} \tag{4-3-8}$$

F_t——端面内分度圆切向力即圆周力，N；

$$F_t=\frac{2T_j}{d} \tag{4-3-9}$$

T_j——计算载荷，N·mm；

d——节圆直径，mm；

α——节点处压力角；

β——螺旋角；

E——齿轮材料的弹性模量，钢材取 $E=2.1\times10^5$MPa；当一对齿轮的材料不同时，则

$$E=\frac{2E_1E_2}{(E_1+E_2)} \tag{4-3-10}$$

b——齿轮接触的实际宽度，斜齿轮用 6/COSp 代替，mm；

ρ_1,ρ_2——主、被动齿轮节点处的齿廓曲率半径，mm，对直齿轮：$\rho_1=r1\sin\alpha$，$\rho_2=r_2\sin\alpha$；对斜

机械力学网 www.bzlxw.com 免费下载

齿轮：$\rho_1 = r_1 \sin\alpha / \cos^2\beta$，$\rho_2 = r_2 \sin\alpha / \cos^2\beta$；

r_1，r_2——分别为主、被动齿轮的节圆半径，mm。

当计算载荷为 $T_j = 0.5T_{e\,max}$ 时，许用接触应力见表 4－3－1。

表 4－3－1　变速器齿轮的许用接触应力

齿　　轮	σ_1/MPa	
	渗碳齿轮	氰化齿轮
一档及倒档	1900～2000	950～1000
常啮合及高档	1300～1400	650～700

因 ρ_1，ρ_2 分别与 r_1，r_2 成正比，而 ρ_1，ρ_2 的增大会使 σ_i 减小（见式（4－3－7）），故 r_1、r_2 的增大或中心距 $A = r_1 + r_2$ 的增大将降低接触应力 σ_1。实际设计中应在满足齿轮接触强度的前提下尽量采用较小的中心距以减小变速器的尺寸和质量。

轿车变速器的中心距约在 65～80mm 范围内变化。

3. 变速器的轴向尺寸

变速器的轴向尺寸与档位数、齿轮型式、换档机构的结构型式等都有直接关系，设计初可根据中心距 A 的尺寸参照下列关系初选。

货车变速器壳体的轴向尺寸：

四档　　$(2.4 \sim 2.8)A$

五档　　$(2.7 \sim 3.0)A$

六档　　$(3.2 \sim 3.5)A$

轿车变速器壳体的轴向尺寸：

四档　　$(3.0 \sim 3.4)A$

变速器壳体的轴向尺寸最后应由变速器总图的结构尺寸链确定。

4. 齿轮参数

(1) 齿轮模数

齿轮模数由轮齿的弯曲疲劳强度或最大载荷作用下的静强度所决定。选择模数时应考虑到当增大齿宽而减小模数时将降低变速器的噪声，而为了减小变速器的质量，则应增大模数并减小齿宽和中心距。降低噪声水平对轿车很重要，而对载货汽车则更应重视减小其质量。

根据圆柱齿轮强度的简化计算方法，可列出齿轮模数 m 与弯曲应力 σ_w 之间有如下关系：

直齿轮模数

$$m = \sqrt[3]{\frac{2T_1 K_\sigma K_f}{\pi z K_c y \sigma_w}} \tag{4-3-11}$$

式中　T_j——计算载荷，N·mm；

K_σ——应力集中系数，直齿轮取 $K_\sigma = 1.65$；

K_f——摩擦力影响系数，因主、被动齿轮在啮合点处的摩擦力方向不同，故对弯曲应力的影响也不同：主动齿轮取 $K_f = 1.1$，被动齿轮取 $K_f = 0.9$；

z——齿轮的齿数；

K_c——齿宽系数，对直齿轮取 $K_c = 4.4 \sim 7.0$；

y——齿形系数，见图 4－3－42，当齿高系数 f_0 相同而节点处压力角 α 不同时，可按下式换算非 20°压力角的齿形系数 y：$y_{14.5°} \approx 0.79y_{20°}$，$y_{17.5°} \approx 0.89y_{20°}$，$y_{22.5°} \approx 1.1y_{20°}$，$y_{25°} \approx 1.23y_{20°}$。当 α 相同，$f_0 = 0.8$ 时；$y_{f_0=0.8} \approx 1.14y_{f_0=1}$；

σ_w——轮齿弯曲应力，MPa，当 $T_j = T_{e\,max}$ 时，直齿轮的许用应力 $[\sigma_w] = 400 \sim 850$MPa。

斜齿轮法面模数

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2T_j K_\sigma \cos\beta}{\pi z K_c K_\varepsilon y \sigma_w}} \tag{4-3-12}$$

式中 K_σ——应力集中系数，斜齿轮取 $K_\sigma = 1.5$；

β——斜齿轮螺旋角；

K_c——齿宽系数，斜齿轮取 $K_c = 7.0 \sim 8.6$；

K_ε——重合度影响系数，取 $K_\varepsilon = 2$；

y——齿形系数，按当量齿数 $z_n = z/\cos^3\beta$ 由图 4－3－42 查得；

σ_w——弯曲应力，MPa，对轿车变速器斜齿轮取 $[\sigma_w] = 180 \sim 350$MPa，对货车斜齿轮取 $[\sigma_w] = 100 \sim 250$MPa；

T_j，z——同式(4－3－11)下说明。

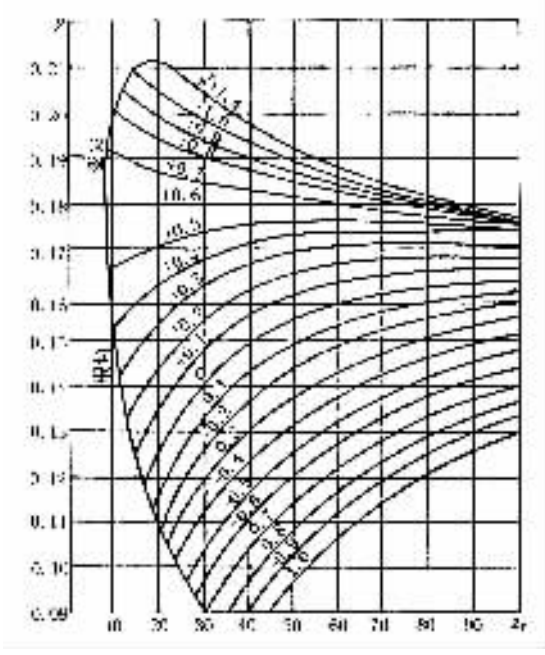


图 4－3－42 齿形系数 y(当载荷作用在齿顶 $\alpha = 20°$，$f_0 = 1.0$)斜齿轮按当量齿数 $z_n = z/\cos^3\beta$

从轮齿应力的合理性及强度考虑，每对齿轮应有各自的模数，但从工艺性考虑，一个变速器的齿轮模数应尽量统一，多采用折衷方案。表 4－3－2 给出了汽车变速器齿轮模数的范围，设计时所选模数值应符合国标 GB1357—78 规定并满足强度要求。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

表 4－3－2　汽车变速器齿轮的法向模数 m_n

车　型	微型、轻型轿车	中级轿车	中型货车	重型汽车
m_n	2.25～2.75	2.75～3	3.50～4.5	4.50～6

同步器与啮合套的接合齿多采用渐开线齿形。出于工艺性考虑，同一变速器的接合齿采用同一模数，其选取范围是：轿车及轻、中型货车为 2～3.5；重型货车为 3.5～5。选取较小模数并增多齿数有利于换档。所选模数值应符合国家标准。

(2)齿形、压力角 α 及螺旋角 β

汽车变速器齿轮的齿形、压力角及螺旋角按表 4－3－3 选取，但有些轻、中型货车的高档齿轮也采用了小压力角。

表 4－3－3　汽车变速器齿轮的齿形、压力角与螺旋角

项目 / 车型	齿　　形	压力角 α	螺旋角 β
轿车	高齿并修形的齿形	14.5°，15°，16°，16.5°	25°～45°
一般货车	GB1356—78 规定的标准齿形	20°	20°～30°
重型车	同　　上	低档、倒档齿轮 22.5°，25°	小螺旋角

汽车变速器及分动器齿轮都采用渐开线齿廓。为改善啮合、降低噪声和提高强度，现代轿车变速器齿轮多采用高齿且修形的齿形。加大齿根圆角半径和采用齿根全圆角过渡等能显著提高齿轮的承载能力及疲劳寿命。国家规定的齿轮标准压力角为 20°。压力角 α 增大使根圆齿厚及节圆处渐开线曲率半径都加大，从而齿轮的弯曲强度与接触强度都会提高，但不根切的最少齿数减小，重合度减小，噪声亦随之增大。螺旋角 β 也应选择适宜，太小时发挥不出斜齿轮的优越性，太大又会使轴向力过大。增大螺旋角使齿轮啮合的重合系数增大，工作平稳、噪声降低，齿的强度也相应提高，但当 $\beta > 30°$ 时，虽然接触强度会继续提高，而弯曲强度则会骤然下降。因此，从提高低档齿轮的弯曲强度考虑，β 角也不宜过大。轿车变速器齿轮宜采用较小压力角及较大螺旋角以提高运转平稳性，降低噪声；重型汽车可采用大压力角、小螺旋角以提高齿轮的承载能力，减小轴向力。啮合套或同步器接合齿多选用 30°压力角，也有 20°和 25°的。

选择斜齿轮的螺旋角时应力求使中间轴上的轴向力相互抵销。为此，中间轴上的全部齿轮一律取右旋，而第一、第二轴上的斜齿轮取左旋，其轴向力经轴承盖由壳体承受。图 4－3－43 中间轴轴向力平衡图，由该图可知，欲使中间轴两斜齿轮的轴向力相互抵销的条件是轴向力 $Q_1 = Q_2$，而 $Q_1 = F_1\tan\beta_1$，$Q_2 = F_2\tan\beta_2$，由于中间轴的转矩 $T = F_1 r_1 = F_2 r_2$，故得出最后的平衡条件为

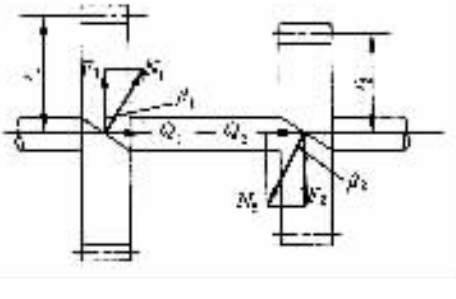


图 4－3－43　中间轴轴向力的平衡

$$\frac{\tan\beta_1}{\tan\beta_2}=\frac{r_1}{r_2} \tag{4-3-13}$$

式中 β_1,β_2——中间轴两工作齿轮的螺旋角；

r_1,r_2——中间两工作齿轮的节圆半径。

变速器各对齿轮之间会因模数或齿数和不同等原因而使其中心距不等，设计时可用调整螺旋角的方法使中心距一致起来。

(3)齿宽

齿宽的选择既要考虑变速器的质量小、轴向尺寸紧凑，又要保证轮齿的强度及工作平稳性的要求。通常是根据齿轮模数来确定齿宽 b：

$$b=K_c m_n \tag{4-3-14}$$

式中 K_c——齿宽系数，直齿轮取 $K_c=4.4\sim7.0$；斜齿轮取 $K_c=7.0\sim8.6$；

m_n——法面模数。

第一轴常啮合齿轮副的齿宽系数可取大些，以提高传动的平稳性和齿轮寿命。

同步器和啮合套的接合齿的工作宽度初选时可取(2～4)m。

(4)齿顶高系数

一般齿轮的齿顶高系数 $f_0=1.0$，为一般汽车变速器齿轮所采用。现代轿车变速器多采用齿顶高系数大于1的“高齿齿轮”(或相对于短齿齿轮而言而称为长齿齿轮)，因为它不仅可使重合度增大，而且在强度、噪声、动载荷和振动等方面均比正常齿高的齿轮有显著改善。但存在相对滑动速度大、易发生轮齿根切或齿顶变尖(齿顶厚小于0.3m)等问题。

(5)齿轮修正

为了改善齿轮传动的某些性能，常对齿轮进行修正。修正方法有三种：加工时改变刀具与齿轮毛坯的相对位置，又称变位；改变刀具的原始齿廓参数；改变齿轮齿廓的局部渐开线，又称修形。

变位齿轮的主要优点是不用改变加工标准齿轮所用刀具的参数，只需改变刀具与工件的相对位置及相应地改变毛坯的外径。加工出的齿轮与未变位的标准齿轮比较，齿廓仍为同一基圆的渐开线，仅选取了不同的部位而已。

变位齿轮有正变位与负变位之分。用齿条刀具切制标准齿轮时，齿条中线与齿轮分度圆相切，相对这种情况若将刀具移向毛坯则为负变位，反之则为正变位。正变位齿轮的分度圆齿厚增大，齿间减小，同时齿顶圆及齿根圆都增大，但基圆未变。正变位使齿根增强，可用于防止根切，但正变位量过大易使齿顶变尖。负变位对齿轮的影响与正变位相反。

变位齿轮又有高度变位与角度变位之分。高度变位又称为等移距变位，两齿轮变位系数之和为零，故中心距、啮合角都与未变位的标准齿轮传动相同。当一对传动齿轮的变位系数之和不等于零时，称角度变位。为改善传动性能，都是采用两齿轮变位系数之和大于零的所谓正变位传动。角度变位使之中心距和啮合角都不用于标准齿轮副的。

为了避免齿轮产生根切、干涉，为了配凑中心距以及满足各档齿轮在弯曲强度、接触强度、耐磨损、抗胶合和运转平稳性等方面的不同要求，提高齿轮的寿命，故汽车变速器均采用变位齿轮。而某种变位的某一变位值只能改善传动质量的某一或某些指标，而对其他指标甚至会有相反效果。因此，在选择变位种类及其变位系数时，应对该齿轮在其使用条件下的破坏形式及原因作具体分析。若实际中心距为已定中心距，则应采用高度变位；若需配凑中心距，则应采用角度变位。角度变位还能获得良好的啮合性能及传动质量指标，故变速器设计多采用之。

机械学习网 www.jixie365.com 免费下载

变速器齿轮的主要损坏形式是齿面剥落和疲劳断裂，故变位系数主要应按提高接触强度、弯曲强度和耐磨性来选择。对于常用的高档齿轮，应按保证其接触强度、抗胶合及耐磨损能力的要求去选择变位及变位系数。为提高接触强度，应使两齿轮的齿廓渐开线离基圆较远，以增大齿廓曲率半径，减小接触应力，因此两齿轮均应选择正变位且变位系数尽量取大些。对于低档齿轮，由于传递的载荷较大而小齿轮的齿根较弱，小齿轮齿根弯曲断裂是主要破坏形式，故应加强小齿轮而采用正变位。为提高抗胶合能力及耐磨性，应通过选择变位系数降低两啮合轮齿的相对滑动系数并使之趋于齐平。

齿轮变位系数封闭图是按不同的配偶齿数绘制出的一系列用于选择或核查变位系数的封闭图。其横坐标表示主动齿轮变位系数的可能值，纵坐标表示从动齿轮变位系数的可能值。图上还绘出了单个齿轮及齿轮传动的有关性能指标限制曲线，例如齿轮的根切限制曲线、根部干涉曲线、重合系数等于某值的曲线、齿顶变尖或顶圆齿厚为某值的曲线等等。图上还指出了不同的局部封闭区齿轮啮合的性质，例如某封闭区为齿轮的一般啮合区，某封闭区为节点外啮合区。

设计齿轮时，根据齿数 z_1，z_2 值选择相应的齿轮变位系数封闭图。按所选择的变位系数 ξ_1，ξ_2 在封闭图上找到该点，并根据该点位置所在的封闭区及限制曲线来判断单个齿轮及齿轮传动的各种性能指标。利用封闭图选择或校核变位系数可迅速地得出较理想的结果，因为封闭图较全面地综合了各种传动质量指标和限制条件，利用该图即可迅速校核齿轮是否产生根切、干涉、齿顶变尖以及重合度系数是否满足要求等情况。

现代轿车采用的齿顶高系数大于 1 的高齿齿轮属于改变高度参数的齿轮修正，压力角不等于 20°的齿轮属于改变角度参数的齿轮修正，两者都属于改变刀具原始齿廓参数的齿轮修正。为了改善传动性能，对齿廓局部渐开线做些改变的齿轮修形也得到广泛应用。通常是对齿廓顶部（又称修缘）或根部进行修形，鼓形齿则是沿齿长方向进行修形以改善由于轴变形引起的齿轮偏载。

5. 各档齿轮齿数的分配

在初选了变速器的档位数、传动比、中心距、轴向尺寸及齿轮模数和螺旋角并绘出变速器的结构方案简图后，即可对各档齿轮的齿数进行分配。下面以图 4－3－44 所示的四档变速器的结构方案为例，说明齿数分配方法。

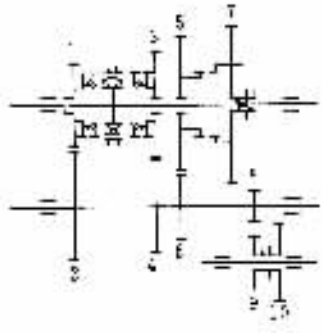


图 4－3－44　四档变速器的结构简图

（1）确定Ⅰ档齿轮的齿数

已知Ⅰ档传动比 $i_{gⅠ}$，且

$$i_{gⅠ}=\frac{z_2}{z_1}\times\frac{z_7}{z_8} \tag{4-3-15}$$

为了确定 z_7，z_8 的齿数，先求其齿数和 z_Σ：

$$\left.\begin{aligned}&\text{直齿轮}\quad z_\Sigma=\frac{2A}{m}\\&\text{斜齿轮}\quad z_\Sigma=\frac{2A\cos\beta}{m_n}\end{aligned}\right\} \tag{4-3-16}$$

应取 z_Σ 为整数，然后将 z_Σ 分配给 z_7，z_8。为了使 z_7/z_8 尽量大一些，应将 z_8 取得尽量小一些，这样，在 $i_{gⅠ}$ 已定的条件下 z_2/z_1 的传动比可小些，以使第一轴常啮合齿轮可分配到较多齿数，以便在其内腔设置第二轴的前轴承。z_8 的最少齿数受到中间轴轴径的限制，因此 z_8 的

选定应与中间轴轴径的确定统一考虑。为避免根切、增强强度，Ⅰ档小齿轮应为变位齿轮。货车变速器中间轴的Ⅰ档直齿轮的最小齿数为 12～14；轿车三轴式变速器的 $i_{gⅠ}=3.5\sim3.8$ 时，则 z_8 可在 15～17 范围内选择。z_8 选定后则可求得Ⅰ档大齿轮的齿数：$z_7=z_{\sum}-z_8$。选择齿轮的齿数时应注意最好不使相配齿轮的齿数和为偶数，以减少大、小齿轮的齿数间有共约数的机会，否则会引起齿面的不均匀磨损。

(2)修正中心距 A

若按式(4－3－16)计算所得的 $z_{\sum}$ 不是整数，则取为整数后需按该式反算中心距 A，修正后的中心距则是各档齿轮齿数分配的依据。

(3)确定常啮合传动齿轮副的齿数

由式(4－3－15)得

$$\frac{z_2}{z_1}=i_{gⅠ}\cdot\frac{z_8}{z_7} \tag{4-3-17}$$

因常啮合传动齿轮副与Ⅰ档齿轮副以及其他各档齿轮副的中心距相同，故由式(4－3－16)得

$$(z_1+z_2)=\frac{2A\cos\beta_{1-2}}{m_n} \tag{4-3-18}$$

将式(4－3－17)、式(4－3－18)联立求解，且将求出的 z_1，z_2 都取整数。然后代入式(4－3－15)核算 $i_{gⅠ}$，如与给定的传动比相差较大，则需调整齿数。z_1，z_2 确定后代入式(4－3－18)反算出齿轮 1、齿轮 2 精确的螺旋角 β_{1-2} 值，此值应在表 4－3－3 给出的范围内。也可以按预选的 β 值通过齿轮的适当角度变位来满足中心距的要求。

(4)确定其他档位的齿轮齿数

例如对Ⅱ档齿轮副，若为直齿轮且模数与Ⅰ档相同时，则有

$$i_{gⅡ}=\frac{z_2}{z_1}\times\frac{z_5}{z_6} \tag{4-3-19}$$

$$(z_5+z_6)=\frac{2A}{m} \tag{4-3-20}$$

联立求解后将求出的 z_5，z_6 取整数，用式(4－3－20)反算中心距，若与前面确定的中心距有偏差，则可通过齿轮的角度变位来调整。

当Ⅱ档齿轮为斜齿轮且其螺旋角 β_{5-6} 与 β_{1-2} 不同时，则由式(4－3－16)有

$$z_5+z_6=\frac{2A\cos\beta_{5-6}}{m_n} \tag{4-3-21}$$

再由平衡中间轴上两工作齿轮的轴向力的要求出发，要平衡齿轮 2 与齿轮 6 的轴向力，由式(4－3－13)知：

$$\frac{\tan\beta_{1-2}}{\tan\beta_{5-6}}=\frac{r_2}{r_6}=\frac{z_2}{z_6}=\frac{z_2}{z_{\sum}}\cdot\frac{z_{\sum}}{z_6}=\frac{z_2}{z_1+z_2}\left(1+\frac{z_5}{z_6}\right) \tag{4-3-22}$$

联立解式(4－3－19)、式(4－3－21)、式(4－3－22)，可求出 z_5，z_6 及 β_{5-6} 三参数，但求解较麻烦。采用试凑法求解较方便：先选定 β_{5-6} 解式(4－3－19)、式(4－3－21)求得 z_5，z_6，再将 z_5 和 z_6 代入式(4－3－22)检查是否满足或接近轴向力的平衡。若相差太大则调整 β_{5-6} 值重复上述过程，直至得出满意结果。

齿数分配是与中心距 A、螺旋角 β、变位系数等相互影响的，要经过精心选配、试凑才能得

试读结束：需要全本请在线购买：www.ertongbook.com

到较理想的结果。

用上述方法亦可确定其他档位的齿轮齿数。

(5)确定倒档齿轮副的齿数

通常Ⅰ档与倒档选用同一模数，且通常倒档齿轮 10(见图 4－3－44)的齿数 $z_{10}=21\sim23$。初选 z_{10}后计算中间轴与倒档轴的中心距 A'：

$$A'=\frac{1}{2}m(z_8+z_{10})$$

为避免干涉，齿轮 8 与齿轮 9 的齿顶圆(直径为 d_{a_8}，d_{a_9})之间应有不小于 0.5mm 的间隙，则有

$$\frac{d_{a_8}}{2}+\frac{d_{a_9}}{2}=A'-0.5$$

$$d_{a_9}=2A'-d_{a_8}-1 \qquad (4-3-23)$$

求出 d_{a_9}后，再以 d_{a_9}为根据选择齿数及变位系数，使满足式(4－3－23)。最后计算倒档轴与第二轴的中心距 A''。

第三节　变速器齿轮的设计计算

一、变速器齿轮的几何尺寸计算

汽车变速器齿轮均为渐开线齿轮。渐开线齿轮除了能满足传动平稳、传动比恒定不变等传动的基本要求外，还有互换性好、中心距具有可分离性及切齿刀具制造容易等优点。渐开线齿轮的正确啮合条件是：两齿轮的模数、分度圆压力角必须分别相等，两斜齿轮的螺旋角必须相等而方向相反。渐开线圆柱齿轮的基准齿形(GB1356—78)见表 4－3－4 及图 4－3－45。

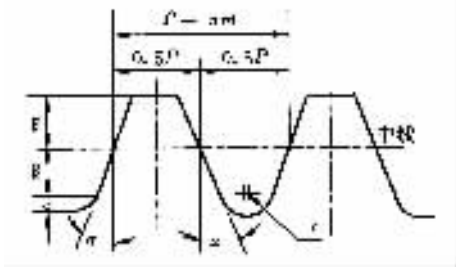


图 4－3－45　基准齿形

表 4－3－4　渐开线圆柱齿轮基准齿形 GB1356—78

基本要素名称	代　　号	标准齿	短　　齿	增大齿形角
齿形角	α	20°	20°	25°
齿顶高系数	f_0	1.0	0.8	1.0
径向间隙系数	c	0.25(0.35*)m	0.30m	0.2m
齿根圆角半径	r	0.38(0.25*)m	0.46m	0.35m

* 考虑某些工艺要求，径向间隙允许增大至 0.35m，齿根圆角半径允许减小至 0.25m。

1. 直齿圆柱齿轮的几何尺寸计算

表 4－3－5 给出了渐开线直齿圆柱齿轮的非变位齿轮和高度变位齿轮的几何尺寸计算公式；表 4－3－6 给出了角度变位直齿圆柱齿轮的几何尺寸计算公式。表中的 m 为模数；z、ξ 分别为齿数和变位系数，计算时应分别计算主动齿轮和被动齿轮的有关项目，主动齿轮有关项目的下标为“1”，被动齿轮的下标为“2”。表中的 f_0，c，α 见表 4－3－4。

表 4－3－5 渐开线直齿圆柱齿轮的几何尺寸计算用表

mm

序号	计算项目	计算公式	
		非变位齿轮	高度变位齿轮
(1)	变位系数	$\xi_1=\xi_2=\xi=0$	$\xi_1=-\xi_2=\xi$
(2)	分度圆直径	$d=zm$	
(3)	齿顶高	$h_a=(f_0+\xi)m$	
(4)	齿根高	$h_f=(f_0+c-\xi)m$	
(5)	齿全高	$h=(2f_0+c)m$	
(6)	齿顶圆直径	$d_a=d+2h_a$	
(7)	齿根圆直径	$d_f=d-2h_f$	
(8)	中心距	$A=A_0=\frac{z_1+z_2}{2}m$	
(9)	周　　节	$p=\pi m$	
(10)	基　　节	$p_b=\pi m\cos\alpha$	
(11)	分度圆弧齿厚	$s=\frac{1}{2}\pi m+2\xi m\tan\alpha$	
(12)	基圆直径	$d_b=d\cos\alpha$	

* 表中的 ξ 值计算主动齿轮时取 ξ_1，计算被动齿轮时取 ξ_2。

表 4－3－6 渐开线直齿圆柱齿轮的几何尺寸计算用表

mm

序号	计算项目	角度变位齿轮的计算公式	
		已知中心距 A	已知变位系数 ξ_1、ξ_2
(1)	理论中心距	$A_0=\frac{z_1+z_2}{2}m$	
(2)	啮合角	$\cos\alpha'=\frac{A_0}{A}\cos\alpha$	$\mathrm{inv}\alpha'=\mathrm{inv}\alpha+\frac{2(\xi_1+\xi_2)\tan\alpha}{z_1+z_2}$
(3)	中心距	A（已知）	$A=A_0\frac{\cos\alpha}{\cos\alpha'}$
(4)	中心距变动系数	$\lambda=\frac{A-A_0}{m}$	

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

（续）

序号	计算项目	角度变位齿轮的计算公式	
		已知中心距 A	已知变位系数 ξ_1、ξ_2
(5)	变位系数之和	$\xi_{\sum}=\frac{(z_1+z_2)(\mathrm{inv}\alpha'-\mathrm{inv}\alpha)}{2\tan\alpha}$	$\xi_{\sum}=\xi_1+\xi_2$
(6)	齿顶降低系数	$\sigma=\xi_{\sum}-\lambda$	
(7)	分度圆直径	$d=zm$	
(8)	齿顶高	$h_a=(f_0+\xi-\sigma)m$	
(9)	齿根高	$h_f=(f_0+c-\xi)m$	
(10)	齿全高	$h=(2f_0+c-\sigma)m$	
(11)	齿顶圆直径	$d_a=d+2h_a$	
(12)	齿根圆直径	$d_f=d-2h_f$	
(13)	周　　节	$p=\pi m$	
(14)	基　　节	$p_b-\pi m\cos\alpha$	
(15)	分度圆弧齿厚	$s=\frac{1}{2}\pi m+2\xi m\ \tan\alpha$	
(16)	基圆直径	$d_b=d\cos\alpha$	

* 表中的 ξ 值计算主动齿轮时取 ξ_1，计算被动齿轮时取 ξ_2。

2. 斜齿圆柱齿轮的几何尺寸计算

表 4－3－7 给出了渐开线斜齿非变位和高度变位圆柱齿轮的几何尺寸计算公式；表 4－3－8 给出了角度变位斜齿圆柱齿轮的几何尺寸计算公式。表中的 m_n 为法面模数；z，ξ 分别为齿数和变位系数，计算时应分别计算主、被动齿轮的有关项目，主、被动齿轮有关项目的下标分别为“1”和“2”。表中的 f_0，c，α 见表 4－3－4。

表 4－3－7　渐开线斜齿圆柱齿轮的几何尺寸计算用表

mm

序号	计算项目	计算公式	
		非变位齿轮	高度变位齿轮
(1)	变位系数	$\xi_1=\xi_2=\xi=0$	$\xi_1=-\xi_2=\xi$
(2)	端面模数	$m_t=\frac{m_n}{\cos\beta}$	
(3)	端面压力角	$\tan\alpha_t=\frac{\tan\alpha_n}{\cos\beta}$	
(4)	分度圆直径	$d=zm_t$	
(5)	齿顶高	$h_a=(f_0+\xi)m_n$	
(6)	齿根高	$h_f=(f_0+c-\xi)m_n$	

（续）

序号	计算项目	计算公式	
		非变位齿轮	高度变位齿轮
(7)	齿全高	$h=(2f_0+c)m_n$	
(8)	齿顶圆直径	$d_a=d+2h_a$	
(9)	齿根圆直径	$d_f=d-2h_f$	
(10)	中心距	$A=A_0=\frac{z_1+z_2}{2}m_t$	
(11)	法向基节	$p_{bn}=\pi m_n\cos\alpha_n$	
(12)	基圆直径	$d_b=d\cos\alpha_t$	
(13)	法面分度圆弧齿厚	$s=\frac{1}{2}\pi m_n+2\xi m_n\tan\alpha_n$	
(14)	当量齿数	$z_n=\frac{z}{\cos^3\beta}$	

表 4－3－8 渐开线斜齿圆柱齿轮的几何尺寸计算用表

mm

序号	计算项目	角度变位齿轮的计算公式	
		已知中心距 A	已知变位系数 ξ_1、ξ_2
(1)	理论中心距	$A_0=\frac{z_1+z_2}{2}m_t$	
(2)	端面啮合角	$\cos\alpha'_t=\frac{A_0}{A}\cos\alpha_t$	$\mathrm{inv}\alpha_t'=\mathrm{inv}\alpha_t+\frac{2(\xi_1+\xi_2)\tan\alpha_n}{z_1+z_2}$
(3)	中心距	A（已知）	$A=A_0\frac{\cos\alpha_t}{\cos\alpha'_t}$
(4)	中心距变动系数	$\lambda_n=\frac{A-A_0}{m_n}$	
(5)	变位系数之和	$\xi_\Sigma=\frac{(z_1+z_2)(\mathrm{inv}\alpha'_t-\mathrm{inv}\alpha_t)}{2\tan\alpha_n}$	$\xi_\Sigma=\xi_1+\xi_2$
(6)	齿顶降低系数	$\sigma_n=\xi_\Sigma-\lambda_n$	
(7)	分度圆直径	$d=zm_t$	
(8)	齿顶高	$h_a=(f_0+\xi-\sigma_n)m_n$	
(9)	齿根高	$h_f=(f_0+c-\xi)m_n$	
(10)	齿全高	$h=(2f_0+c-\sigma_n)m_n$	
(11)	齿顶圆直径	$d_a=d+2h_a$	
(12)	齿根圆直径	$d_f=d-2h_f$	
(13)	法向基节	$p_{bn}=\pi m_n\cos\alpha_n$	
(14)	基圆直径	$d_b=d\cos\alpha_t$	

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

（续）

序号	计算项目	角度变位齿轮的计算公式	
		已知中心距 A	已知变位系数 ξ_1、ξ_2
(15)	法面分度圆弧齿厚	$s=\frac{1}{2}\pi m_n+2\xi m_n\tan\alpha_n$	
(16)	当量齿数	$z_n=\frac{z}{\cos^3\beta}$	

由于分度圆弧齿厚的弧长不便测量，故常以分度圆弦齿厚代替。测量时以齿顶圆为定位基准按相应的弦齿高去测量弦齿厚。分度圆弦齿厚 s_x 及弦齿高 h_x 的计算公式如下：

$$\left.\begin{aligned} s_x &= mz\sin\left(\frac{\pi}{2z}+\frac{2\tan\alpha}{z}\right) \\ h_x &= \frac{mz+2h_a}{2}-\frac{mz}{2}\cos\left(\frac{\pi}{2z}+\frac{2\tan\alpha}{z}\right) \end{aligned}\right\} \tag{4-3-24}$$

上式用于斜齿圆柱齿轮时，z 用当量齿数代替，其他参数均为法面参数。

由于分度圆弦齿高是以齿顶圆定位，故对齿顶圆直径及其径向跳动以及分度圆弦齿厚都规定了严格的公差和极限偏差，可查 JB179—8f“渐开线圆柱齿轮精度制”。

测量公法线长度也是控制齿厚的一种方法，这时不以齿顶圆为基准，故其公差可放宽。对于无法测量公法线长度的内齿轮、窄斜齿轮及精度要求较高的齿轮，可采用跨棒距及其偏差来检验、控制齿厚。在大批量生产的汽车工业中，测量齿厚的高效率方法，是利用被测齿轮与理想精确的且与之配对的所谓测量齿轮紧密啮合时度量中心距的极限偏差，来控制被测齿轮的齿厚。

二、变速器齿轮的强度计算与材料选择

1. 齿轮损坏的原因及形式

齿轮在啮合过程中，轮齿根部产生弯曲应力，过渡圆角处又有应力集中，故当齿轮受到足够大的载荷作用，其根部的弯曲应力超过材料的许用应力时，轮齿就会断裂。这种由于强度不够而产生的断裂，其断面为一次性断裂所呈现的粗粒状表面。在汽车变速器中这种破坏情况很少发生。而常见的断裂则是由于在重复载荷作用下使齿根受拉面的最大应力区出现疲劳裂缝而逐渐扩展到一定深度后产生的折断，其破坏断面在疲劳裂缝部分呈光滑表面，而突然断裂部分呈粗粒状表面。变速器低档小齿轮由于载荷大而齿数少、齿根较弱，其主要破坏形式就是这种弯曲疲劳断裂。

齿面点蚀是常用的高档齿轮齿面接触疲劳的破坏形式。齿面长期在脉动的接触应力作用下，会逐渐产生大量与齿面成尖角的小裂缝。啮合时由于齿面的相互挤压，使充满了润滑油的裂缝处油压增高，导致裂缝的扩展，最后产生剥落，使齿面上形成大量的扇形小麻点，即所谓点蚀。点蚀使齿形误差加大而产生动载荷，甚至可能引起轮齿折断。通常是靠近节圆根部齿面处的点蚀较靠近节圆顶部齿面处的点蚀严重；主动小齿轮较被动大齿轮严重。

对于高速重载齿轮，由于齿面相对滑动速度高、接触压力大且接触区产生高温而使齿面间的润滑油膜破坏，使齿面直接接触。在局部高温、高压下齿面互相熔焊粘连，齿面沿滑动方向形成撕伤痕迹的损坏形式称为齿面胶合。在一般的汽车变速器中，产生胶合损坏的情况较少。

增大轮齿根部齿厚，加大齿根圆角半径，采用高齿，提高重合度，增多同时啮合的轮齿对数，提高轮齿柔度，采用优质材料等，都是提高轮齿弯曲强度的措施。合理选择齿轮参数及变位系数，增大齿廓曲率半径，降低接触应力，提高齿面硬度等，可提高齿面的接触强度。采用黏度大、耐高温、耐高压的润滑油，提高油膜强度，提高齿面硬度，选择适当的齿面表面处理和镀层等，是防止齿面胶合的措施。

齿轮的强度需经对轮齿应力的计算来检验。

2. 圆柱齿轮强度的简化计算方法

接触应力可按式(4－3－7)进行简化计算，直齿圆柱齿轮的弯曲应力可按式(4－3－11)反算求得 斜齿圆柱齿轮的弯曲应力则需按式(4－3－12)反算求得，这里不再赘述。

3. 根据 GB3480—83 编制的汽车变速器圆柱齿轮强度的计算方法

(1)齿面接触应力 σ_j

$$\sigma_j = Z_E Z_H Z_\beta Z_\varepsilon \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b}\frac{u+1}{u}}, \text{MPa} \tag{4-3-25}$$

式中 Z_E——弹性系数，$(N/mm^2)^{\frac{1}{2}}$，对钢制齿轮取 $Z_E = 189.8$；

Z_H——节点区域系数，$Z_H = \sqrt{\frac{2\cos\beta_b \cos\alpha'_t}{\cos^2\alpha_t \sin\alpha'_t}}$；

α_t——端面分度圆压力角，$\alpha_t = \arctan\left(\frac{\tan\alpha_n}{\cos\beta}\right)$；

α_n——法向分度圆压力角；

β——分度圆螺旋角；

β_b——基圆螺旋角，$\beta_b = \arctan(\tan\beta \cdot \cos\alpha_t)$；

α'_t——端面啮合角；

Z_β——螺旋角系数；$Z_\beta = \sqrt{\cos\beta}$；

Z_ε——重合度系数，

直齿轮 $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}}$

斜齿轮 当 $\varepsilon_\beta \geqslant 1$ 时 $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$

当 $\varepsilon_\beta < 1$ 时 $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}(1-\varepsilon_\beta) + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}}$

ε_α——端面重合度，

ε_β——纵向重合度，

F_t——端面分度圆切向力，$F_t = \frac{2T_j}{d}$；

T_j——计算载荷，N·mm，可由发动机最大转矩换算到该齿轮上得到；

d——齿轮的分度圆直径，mm；

d_1——主动齿轮分度圆直径，mm；

b——齿宽，mm；

u——被动齿轮与主动齿轮的齿数比；

K_A——接触强度计算的使用系数，

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

轿车各档齿轮的均取　$K_A = 0.65$

货车Ⅰ—Ⅳ档齿轮　$K_A = 0.85$

Ⅴ档齿轮　$K_A = 0.9$

Ⅵ档齿轮　$K_A = 1.05$

第一轴常啮合齿轮　$K_A = 1.1$；

K_v——动载系数，$K_v = N(C_{v1} + B_p + C_{v2}B_f + C_{v3}B_k) + 1$；

N——临界转速比，$N = \dfrac{n_1}{n_{E1}}$；

n_1——主动齿轮转速，r/min；

n_{E1}——主动齿轮临界转速，$n\ E1 = \dfrac{30000}{\pi z_1}\sqrt{\dfrac{C_r}{m_{red}}}$，r/min；

z_1——主动齿轮齿数；

C_r——轮齿啮合刚度，$C_r = (0.75\varepsilon_\alpha + 0.25)C'$，N/mm·μm；

C'——单对齿刚度，$C' = \dfrac{1}{q}$，N/mm·/μm；

q——单位齿宽柔度，mm·μm/N，

$$q = 0.04723 + \frac{0.15551}{z_{n1}} + \frac{0.25791}{z_{n2}} - 0.00635\xi_1 - 0.00193\xi_2 - 0.11654\frac{\xi_1}{z_{n1}}$$

$$-0.24188\frac{\xi_2}{z_{n2}} + 0.00529\xi_1^2 + 0.00182\xi_2^2$$

z_{n1}，z_{n2}——主、被动齿轮的当量齿数：

$$z_{n1} = \frac{z_1}{\cos^3\beta} \qquad z_{n2} = \frac{z_2}{\cos^3\beta}；$$

ξ_1，ξ_2——主、被动齿轮的变位系数；

m_{red}——诱导质量，kg/mm，$m_{red} = \dfrac{\pi}{8}\left(\dfrac{d_{m1}}{d_{b1}}\right)^2\left(\dfrac{d_{m1}^2}{Q}\right)$；

$$d_{m1} = \frac{1}{2}(d_{a1} + d_{f1})$$

d_{b1}——主动齿轮基圆直径，mm；

d_{a1}——主动齿轮齿顶圆直径，mm；

d_{f1}——主动齿轮齿根圆直径，mm；

$Q = \dfrac{1}{\rho}(1 + \dfrac{1}{u^2})$，假设齿轮为实心齿轮；

ρ——钢材密度，kg/mm³；

C_{v1}——考虑基节偏差对 K_v，的影响系数，$C_{v1} = 0.32$；

C v2——考虑齿形误差对 K_v 的影响系数，$C_{v2} = \dfrac{0.57}{\varepsilon_r - 0.3}$；

C_{v3}——考虑啮合刚度周期变化对 K_v 的影响系数，$C_{v3} = \dfrac{0.096}{\varepsilon^r - 1.56}$；

B_p，B_f，B_k——分别为考虑基节偏差、齿形误差和轮齿修缘对动载荷影响的无量纲参数，

$$B_p = \frac{0.925 f_{pb}C'b}{F_tK_A} \qquad B_f = (f_f - 0.075\cdot f\ pb)\frac{C'b}{F_tK_A} \qquad B_k = \left|1 - \frac{2.91565C'b}{F_tK_A}\right|；$$

f_{pb}——大齿轮基节极限偏差，μm。

f_f——齿形公差，μm；

$K_{H\beta}$——齿向载荷分布系数，

$$当\sqrt{\frac{2W_m}{F_{\beta y}C_r}}\leqslant 1\ 时\quad K_{H\beta}=\sqrt{\frac{2F_{\beta y}C_r}{W_m}}$$

$$当\sqrt{\frac{2W_m}{F_{\beta y}C_r}}>1\ 时\quad K_{H\beta}=1+\frac{0.5F_{\beta y}C_r}{W_m}$$

W_m——单位齿宽最大载荷；$W_m=\dfrac{F_tK_AK_V}{b}$，MPa；

$F_{\beta y}$——跑合后的啮合齿向误差，

$$F_{\beta y}=|0.85\times(W_mf_{sho}+\lambda F_\beta)|，\mu m；$$

F_β——齿向公差，μm；

λ——补偿系数，一般情况：$\lambda=1$，齿端修薄：$\lambda=0.7$，鼓形齿：$\lambda=0.5$；

f_{sho}——单位载荷（$W_m=1$N/mm）作用下的相对变形，

$$f_{sho}=(31r+5)\times10^{-3}\quad \mu m\cdot mm/N\ 直齿轮，$$

$$f_{sho}=(36r-5)\times10^{-3}\quad \mu m\cdot mm/N\ 斜齿轮；$$

r——主动齿轮结构尺寸系数，$r=\left|1+K\dfrac{ls}{d_1^2}\right|\left(\dfrac{b}{d_1}\right)^2$；

l——轴承跨距，mm；

s——齿轮距轴中跨处距离，mm；

K——系数，一般取 0.4；

$K_{H\alpha}$——齿间载荷分配系数，

$$当\ \varepsilon_r\leqslant 2\qquad K_{H\alpha}=\frac{\varepsilon_r}{2}\left[0.9+0.4\frac{C_r(f_{pb}-y_\alpha)b}{F_{tH}}\right]$$

$$当\ \varepsilon_r>2\qquad K_{H\alpha}=0.9+0.4\sqrt{\frac{2(\varepsilon_r-1)}{\varepsilon_r}}\frac{C_r(f_{pb}-y_\alpha)b}{F_{tH}}$$

当 $K_{H\alpha}<1$，则取 $K_{H\alpha}=1$

当 $K\,H\alpha>\dfrac{\varepsilon_r}{\varepsilon_\alpha z_\varepsilon^2}$，则取 $K_{H\alpha}=\dfrac{\varepsilon_r}{\varepsilon_\alpha z_\varepsilon^2}$

ε_α——端面重合度；

y_α——齿廓跑合量：$y_\alpha=0.075f_{pb}$

许用接触应力的上限 $[\sigma_j]_{max}$ 及下限 $[\sigma_j]_{min}$，对表面硬化钢：

$$\left.\begin{aligned}[\sigma_j]_{max}&=\frac{1650Z_N}{S_{H\,min}}Z_LZ_vZ_R\\[\sigma_j]_{min}&=\frac{1300Z_N}{S_{H_{min}}}Z_LZ_vZ_R\end{aligned}\right\}\qquad(4-3-26)$$

式中 $S_{H\,min}$——接触强度计算的最小安全系数，取 1；

Z_N——接触强度计算的寿命系数，对轿车：Ⅰ档齿轮取 1.21，其他档齿轮取 1；货车：Ⅰ，Ⅱ，Ⅲ档齿轮分别取 1.24，1.15，1.1，其他档齿轮取 1；

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

Z_L——润滑油系数：$Z_L = 1 + \dfrac{0.396}{\left(1.2 + \dfrac{80}{v_{50}}\right)^2} = 1 + \dfrac{0.396}{\left(1.2 + \dfrac{134}{v_{40}}\right)^2}$

v_{50}，v_{40}——分别为 50℃及 40℃时润滑油的名义运动黏度，mm^2/s；

Z_v——速度系数，$Z_v = 0.93 + \dfrac{0.14}{\sqrt{0.8 + \dfrac{32}{v}}}$；

v——节点线速度，m/s；

Z_R——粗糙度系数，$Z_R = 1.02\left(\dfrac{\sqrt[3]{A}}{R_{z1} + R_{z2}}\right)^{0.08}$

A——中心距，mm，

R_{z1}，R_{z2}——主、被动齿轮的齿面平均粗糙度，μm，当齿面粗糙度为 0.8 时 $Z_R = 0.85 \cdot A^{0.0267}$；当为 1.6 时 $Z_R = 0.8 \cdot A^{0.267}$；

齿面接触强度的检验：

按式(4－3－25)计算所得的齿面接触应力 σ_j，应在许用接触应力上限 $[\sigma_j]_{max}$ 与下限 $[\sigma_j]_{min}$ 之间，高于上限则接触强度不够，低于下限则过于安全。齿面接触强度可利用强度系数 S_{TH} 来检验：

$$S_{TH} = \frac{[\sigma_j]_{max} - \sigma_j}{[\sigma_j]_{max} - [\sigma_j]_{min}} \tag{4-3-27}$$

S_{TH} 值应在 0 与 1 之间，其中，接近于 1 说明强度储备大；接近于 0 说明强度储备小；$S_{TH} > 1$ 则过于安全；$S_{TH} < 0$ 则需修改设计。

(2)齿根弯曲应力 σ_w 的计算

$$\sigma_w = \frac{F_t}{b \cdot m_n} Y_F Y_S Y_\beta K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} \tag{4-3-28}$$

式中　K_A——使用系数，轿车的Ⅰ档齿轮取 0.7，Ⅱ，Ⅲ，Ⅳ档齿轮取 0.8，第一轴常啮合齿轮取 0.85；货车的Ⅰ至Ⅵ档齿轮分别取 0.9，1，1.05，1.15，1.25 及 1.35，第一轴常啮合齿轮取 1.35；

K_V——与接触应力计算的 K_V 同值；

$K_{F\beta}$——齿向载荷分布系数，$K_{F\beta} = (K_{F\beta})^N$；

N——幂指数，$N = \dfrac{(b/h)^2}{1 + (b/h) + (b/h)^2}$；

b——齿宽，mm；

h——齿全高，mm；

$K_{H\beta}$——见式(4－3－25)下的说明；

$K_{F\alpha}$——齿间载荷分配系数，取 $K_{F\alpha} = K_{H\alpha}$，若 $K_{F\alpha} > \varepsilon_\alpha$ 则 $K_{F\alpha} = \dfrac{\varepsilon_r}{\varepsilon_\alpha Y_\varepsilon}$；若 $K_{F\alpha} < 1$ 则取 $K_{F\alpha} = 1$；

$K_{H\alpha}$——见式(4－3－25)下的说明；

y_β——螺旋角系数，$y_\beta = 1 - \dfrac{\varepsilon_\beta \beta}{120°} \geqslant Y_{\beta\,min}$；

ε_β——纵向重合度；

$Y_{\beta\,\min}=1-0.25\varepsilon_\beta\geqslant 0.75$，当 $\varepsilon_\beta>1$ 时按 $\varepsilon_\beta=1$ 计算，

当 $Y_\beta<0.75$ 时取 $Y_\beta=0.75$；

Y_F——载荷作用于单对齿啮合区上界点时的齿形系数，按以下顺序计算：

$$G_1=\frac{\rho_{a0}}{m_n}-\frac{h_{a0}}{m_n}+\xi_1$$

$$G_2=\frac{\rho_{a0}}{m_n}-\frac{h_{a0}}{m_n}+\xi_2$$

h_{a0}——刀具基本齿廓齿顶高，mm；

ρ_{a0}——基本齿廓齿顶圆角半径，mm；

ξ_1,ξ_2——变位系数；

β_b——基圆螺旋角，$\beta_b=\arccos\left(\sqrt{1-(\sin\beta\cdot\cos\alpha_n)^2}\right)$；

z_{n1},z_{n2}——当量齿数，$z_{n1}=\dfrac{z_1}{\cos^2\beta_b\cdot\cos\beta}$；$z_{n2}=\dfrac{z_2}{\cos^2\beta_b\cdot\cos\beta}$；

E——刀尖圆心至刀齿对称线的距离，

$$E=\frac{\pi m_n}{4}-h_{a0}\tan\alpha_n-(1-\sin\alpha_n)\frac{\rho_{a0}}{\cos\alpha_n}$$

$$H_1=\frac{2}{z_{n1}}\left(\frac{\pi}{2}-\frac{E}{m_n}\right)-\frac{\pi}{3}$$

$$H_2=\frac{2}{z_{n2}}\left(\frac{\pi}{2}-\frac{E}{m_n}\right)-\frac{\pi}{3}$$

$$\theta_1=\frac{2G_1}{z_{n1}}\tan\theta_1-H_1$$

$$\theta_2=\frac{2G_2}{z_{n2}}\tan\theta_2-H_2$$

$\dfrac{S_{Fn}}{m_n}$——危险断面齿厚与模数之比，

$$\frac{S_{Fn1}}{m_n}=z_{n1}\sin\left(\frac{\pi}{3}-\theta_1\right)+\sqrt{3}\left(\frac{G_1}{\cos\theta_1}-\frac{\rho_{a0}}{m_n}\right)$$

$$\frac{S_{Fn2}}{m_n}=z_{n2}\sin\left(\frac{\pi}{3}-\theta_2\right)+\sqrt{3}\left(\frac{G_2}{\cos\theta_2}-\frac{\rho_{a0}}{m_n}\right)；$$

d_e——上界点处直径，mm，

$$d_{e1}=2\sqrt{\left[p_{bt}(1-\varepsilon_\alpha)+\sqrt{\left(\frac{d_{a1}}{2}\right)^2-\left(\frac{d_{b1}}{2}\right)^2}\right]^2+\left(\frac{d_{b1}}{2}\right)^2}$$

$$d_{e2}=2\sqrt{\left[p_{bt}(1-\varepsilon_\alpha)+\sqrt{\left(\frac{d_{a2}}{2}\right)^2-\left(\frac{d_{b2}}{2}\right)^2}\right]^2+\left(\frac{d_{b2}}{2}\right)^2}$$

p_{bt}——端面基节，mm；

d_{b1},d_{b2}——主、动被动齿轮的基圆直径，mm；

α_{et}——上界点处端面压力角，

$\alpha_{et1}=\arccos\left(\dfrac{d_{b1}}{d_{e1}}\right)$　　$\alpha_{et2}=\arccos\left(\dfrac{d_{b2}}{d_{e2}}\right)$；

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

γ_{rt}——上界点处的齿厚半角，

$$\gamma_{et1}=\frac{1}{z_1}\left(\frac{\pi}{2}+2\xi_1\tan\alpha_n\right)+\mathrm{inv}\alpha_t-\mathrm{inv}\alpha_{et1}$$

$$\gamma_{et2}=\frac{1}{z_2}\left(\frac{\pi}{2}+2\xi_2\tan\alpha_n\right)+\mathrm{inv}\alpha_t-\mathrm{inv}\alpha_{et2}$$

α_{Fet}——端面载荷作用角，$\alpha_{Fet1}=\alpha_{et1}-v_{et1}$；$\alpha_{Fet2}=\alpha_{et2}-v_{et2}$；

$\frac{h_F}{m_n}$——弯曲力臂与模数之比：

$$\frac{h_{F1}}{m_n}=\frac{1}{2}\left\{\frac{z_1}{\cos\beta}\left(\frac{\cos\alpha_t}{\cos\alpha_{Fet1}}-1\right)+z_{n1}\left[1-\cos\left(\frac{\pi}{3}-\theta_1\right)\right]-\frac{G_1}{\cos\theta_1}+\frac{\rho_{a0}}{m_n}\right\}$$

$$\frac{h_{F2}}{m_n}=\frac{1}{2}\left\{\frac{z_2}{\cos\beta}\left(\frac{\cos\alpha_t}{\cos\alpha_{Fet2}}-1\right)+z_{n2}\left[1-\cos\left(\frac{\pi}{3}-\theta_1\right)\right]-\frac{G_1}{\cos\theta_1}+\frac{\rho_{a0}}{m_n}\right\}$$

$$\beta_{Fe1}=\arctan\left(\frac{d_{b1}}{d_1\cos\alpha_{Fet1}}\tan\beta\right)$$

$$\beta_{Fe2}=\arctan\left(\frac{d_{b2}}{d_2\cos\alpha_{Fet2}}\tan\beta\right)$$

α_{Fen}——法向载荷作用角：

$$\alpha_{Fen1}=\arctan(\tan\alpha_{Fet1}\cos\beta_{Fe1})$$

$$\alpha_{Fen2}=\arctan(\tan\alpha_{Fet2}\cos\beta_{Fe2})$$

$$Y_{F1}=\frac{6\left(\frac{h_{Fe1}}{m_n}\right)\cos\alpha_{Fen1}}{\left(\frac{S_{Fn1}}{m_n}\right)^2\cos\alpha}$$

$$Y_{F2}=\frac{6\left(\frac{h_{Fe2}}{m_n}\right)\cos\alpha_{Fen2}}{\left(\frac{S_{Fn2}}{m_n}\right)^2\cos\alpha}$$

Y_s——载荷作用于单对齿啮合区上界点时的应力修正系数：

$$Y_{s1}=(1.2+0.13L_1)\,q_s^{\left(\frac{1}{1.21+2.3/L_1}\right)}$$

$$Y_{s2}=(1.2+0.13L_2)\,q_s^{\left(\frac{1}{1.21+2.3/L_2}\right)}$$

L_1，L_2——分别为主、从动齿轮齿根危险断面处齿厚与弯曲力臂之比值，$L_1=\frac{S_{Fn1}}{h_{Fe1}}$　$L_2=\frac{S_{Fn2}}{h_{Fe2}}$

q_s——齿根圆角参数，$q_{s1}=\frac{S_{Fn1}}{2\rho_{f_1}}$　$q_{s2}=\frac{S_{Fn2}}{2\rho_{f_2}}$；

$\frac{\rho_f}{m_n}$——30°切线切点处曲率半径与模数之比：$\frac{\rho_{f1}}{m_n}=\frac{\rho_{a0}}{m_n}+\frac{2G_1^2}{\cos\theta_1(z_{n1}\cos^2\theta_1-2G_1)}$　$\frac{\rho_{f2}}{m_n}=\frac{\rho_{a0}}{m_n}+\frac{2G_2^2}{\cos\theta_2(z_{n2}\cos^2\theta_2-2G_2)}$

许用齿根弯曲应力的上限$[\sigma_w]_{max}$及下限$[\sigma_w]_{min}$：

对渗碳淬火表面硬化合金钢：

$$\left.\begin{aligned}[\sigma_w]_{max} &= \frac{520 Y_{ST} Y_{NT}}{S_{F\,min}} Y_{\delta\,rel\,T} Y_{R\,rel\,T}, \quad \text{MPa} \\ [\sigma_w]_{min} &= \frac{310 Y_{ST} Y_{NT}}{S_{F\,min}} Y_{\delta\,rel\,T} Y_{R\,rel\,T}, \quad \text{MPa}\end{aligned}\right\} \tag{4-3-29}$$

式中：S_{Fmin}——弯曲强度计算的最小安全系数，取1.3；

Y_{ST}——试验齿轮的应力修正系数，可取$Y_{ST}=2$；

Y_{NT}——弯曲强度计算的寿命系数，货车Ⅰ档齿轮取$Y_{NT}=1.05$，其他各档齿轮及轿车各档齿轮均取$Y_{NT}=1$；

$Y_{\delta\,rel\,T}$——相对齿根圆角敏感系数，

$$Y_{\delta\,rel\,T_1} = 0.9434 + 0.02311\sqrt{1+2q_{s1}}$$

$$Y_{\delta\,rel\,T_2} = 0.9434 + 0.02311\sqrt{1+2q_{s2}}$$

$Y_{R\,rel\,T}$——相对齿根表面状况系数，$Y_{R\,rel\,T}=1.674-0.529(R_z+1)^{0.1}$若齿根表面粗糙度为 ，则$R_z=20$，这时$Y_{R\,rel\,T}=0.957$。

齿根弯曲强度的检验：

按式(4-3-28)计算所得的齿根弯曲应力σ_w，应在许用齿根弯曲应力的上限$[\sigma_w]_{max}$与下限$[\sigma_w]_{min}$之间，若高于上限，则齿根弯曲强度不够；若低于下限，则齿根过于安全。与接触强度的检验相类似，齿根弯曲强度也可利用强度系数S_{TF}来检验。弯曲强度计算的强度系数S_{TF}可表达为：

$$S_{TF} = \frac{[\sigma_w]_{max} - \sigma_w}{[\sigma_w]_{max} - [\sigma_w]_{min}} \tag{4-3-30}$$

S_{TF}值应在0与1之间，其中，接近于1，说明齿根弯曲强度储备大；接近于0，说明齿根强度储备小；$S_{TF}>1$则说明齿根过于安全；$S_{TF}<0$，则说明弯曲强度不够，必须修改设计。

以上述轮齿强度的计算方法为基础，文献[15]给出了圆柱齿轮轮齿强度的可靠性设计方法。文献[14]讨论了变速器及齿轮的优化设计问题。

4. 变速器齿轮的材料及热处理

现代汽车变速器齿轮大都采用渗碳合金钢制造，使轮齿表层的高硬度与轮齿心部的高韧性相结合，以大大提高其接触强度、弯曲强度及耐磨性。在选择齿轮的材料及热处理时也应考虑到其机械加工性能及制造成本。

国产汽车变速器齿轮的常用材料是20CrMnTi(过去的钢号是18CrMnTi)，也有采用20Mn2TiB，20MnVB，20MnMoB的。对于大模数的重型汽车变速器齿轮，可采用25CrMnMo，20CrNiMo，12Cr3A等钢材，这些低碳合金钢都需随后的渗碳、淬火处理，以提高表面硬度，细化材料晶粒。为消除内应力，还要进行回火。

变速器齿轮轮齿表面渗碳层深度的推荐范围如下：

$m_n \leqslant 3.5$	渗碳层深度0.8~1.2mm
$3.5 < m_n < 5$	渗碳层深度0.9~1.3mm
$m_n \geqslant 5$	渗碳层深度1.0~1.6mm

标准能力学网 www.bzlxw.com 免费下载

渗碳齿轮在淬火、回火后，要求轮齿的表面硬度为 HRC58～63，心部硬度为 HRC33～48。

某些轻型以下的载货汽车和轿车等变速器的小模数（$m_n \leqslant 3.0 \sim 3.75$）齿轮，采用了 40Cr 或 35Cr 钢并进行表面氰化处理。这种中碳铬钢具有满意的锻造性能及良好的强度指标，氰化钢热处理后变形小也是其优点。但由于氰化层较薄且钢的含碳量又高，故接触强度和承载能力均受到限制。对于氰化齿轮，氰化层深度一般为 0.2～0.4mm，不应小于 0.2mm，表面硬度为 HRC48～53。

第四节　变速器轴与轴承

一、变速器轴

变速器轴在工作中承受着转矩及来自齿轮啮合的圆周力、径向力和斜齿轮的轴向力引起的弯矩。刚度不足会产生弯曲变形，破坏齿轮的正确啮合，产生过大的噪声，降低齿轮的强度、耐磨性及寿命。

轴的径向及轴向尺寸对其刚度影响很大，且轴长与轴径应协调。变速器轴的最大直径 d 与支承间的距离 l 可按下列关系式初选：

$$\left.\begin{aligned} &\text{对第一轴及中间轴：} \quad \frac{d}{l} = 0.16 \sim 0.18 \\ &\text{对第二轴：} \quad \frac{d}{l} = 0.18 \sim 0.21 \end{aligned}\right\} \tag{4-3-31}$$

三轴式变速器的第二轴与中间轴的最大直径 d 可根据中心距 A（mm）按下式初选：

$$d \approx (0.45 \sim 0.60) A \tag{4-3-32}$$

第一轴花键部分直径可根据发动机最大转矩 $T_{e\,max}$（N·m）按下式初选：

$$d = (4 \sim 4.6) \sqrt[3]{T_{e\,max}} \tag{4-3-33}$$

初选的轴径还需根据变速器的结构布置和轴承与花键、弹性档圈等标准以及轴的刚度与强度验算结果进行修正。

在进行轴的刚度和强度验算时，欲求三轴式变速器第一轴的支承反力，必须先求出第二轴的支承反力。应当对每个档位下的轴的刚度和强度都进行验算，因为档位不同不仅齿轮的圆周力、径向力和轴向力不同，而且着力点也有变化。验算时可将轴看作是铰接支承的梁，第一轴的计算转矩为发动机最大转矩 $T_{e\,max}$。

计算用的齿轮啮合的圆周力 F_t、径向力 F^r 及轴向力 F_a 可按下式求出：

$$\left.\begin{aligned} F_t &= \frac{2T_{e\,max}i}{d} \\ F_r &= \frac{2T_{e\,max}i\tan\alpha}{d\cos\beta} \\ F_a &= \frac{2T_{e\,max}i\tan\beta}{d} \end{aligned}\right\} \tag{4-3-34}$$

式中　i——至计算齿轮的传动比；

d——计算齿轮的节圆直径，mm；

α——节点处压力角；

β——螺旋角；

$T_{e\,max}$——发动机最大转矩，也是第一轴的计算转矩，N·mm。

应校核在弯矩和转矩联合作用下的变速器轴的强度。作用在齿轮上的径向力 F_r 和轴向力 F_a 使轴在垂直面内弯曲变形并产生垂向挠度 f_c；而圆周力 F_t 使轴在水平面内弯曲变形并产生水平挠度 f_s。在求得各支点的垂向反力和水平反力后，计算相应的垂向弯矩 M_c 和水平弯矩 M_s。则在弯矩和转矩联合作用下的轴应力 σ(MPa)为

$$\sigma = \frac{M}{W_w} = \frac{32M}{\pi d^3} \leqslant [\sigma] \tag{4-3-35}$$

式中

$$M = \sqrt{M_c^2 + M_s^2 + T_j^2} \tag{4-3-36}$$

T_i——计算转矩，N·mm；

d——轴在计算断面处的直径，花键处取内径，mm；

W_w——弯曲截面系数，mm。；

M_c——在计算断面处轴的垂向弯矩，N·mm；

M_s——在计算断面处轴的水平弯矩，N·mm；

$[\sigma]$——许用应力，在低档工作时取 $[\sigma] = 400$MPa。

在实际运行中尚未发现过变速器轴的疲劳破坏情况。因为为了得到足够的刚度，轴都设计得有足够的强度储备。

对齿轮工作影响最大的是轴的垂向挠度 f_c 和轴断面在水平面内的转角(图 4-3-46)，前者改变了齿轮的中心距并破坏了齿轮的正确啮合；后者使大小齿轮相互歪斜导致沿齿长方向压力分布不均匀。

变速器在工作中产生的齿轮啮合力、轴支承反力以及轴的挠度和断面转角等见图 4-3-46。

在垂直面内第一轴的挠度 f_1 及断面转角 γ_1(见图 4-3-46)分别为

$$\left.\begin{aligned} f_1 &= (F_{r1} + B'_c)\frac{b_1^2(a_1 + b_1)}{3EJ_1} - F_{a1}\frac{r_{01}\cdot b_1(2a_1 + 3b_1)}{6EJ_1} \\ \gamma_1 &= (F_{r1} + B'_c)\frac{b_1(2a_1 + 3b_1)}{6EJ_1} - F_{a1}\frac{r_{01}(a_1 + 3b_1)}{3EJ_1} \end{aligned}\right\} \tag{4-3-37}$$

在垂直面内第二轴的挠度 f_4 及断面转角 γ_4(见图 4-3-25)分别为

$$\left.\begin{aligned} f_4 &= F_{r4}\frac{a_4^2\cdot b_4^2}{3(a_4 + b_4)EJ_4} - F_{a4}\frac{a_4\cdot b_4(b_4 - a_4)r_{04}}{3(a_4 + b_4)EJ_4} \\ \gamma_4 &= F_{r4}\frac{a_4 b_4(b_4 - a_4)}{3(a_4 + b_4)EJ_4} - F_{a4}\frac{(a_4^2 - a_4 b_4 + b_4^2)r_{04}}{3(a_4 + b_4)EJ_4} \end{aligned}\right\} \tag{4-3-38}$$

式中 r_{01}、r_{04}——相应齿轮的节圆半径；

J_1，J_4——相应处轴断面的惯性矩。

在上述计算中，花键轴的计算直径可取为其花键内径的 1.1 倍。轴断面的转角不应大于 0.002rad(弧度)。轴的垂向挠度的容许值 $[f_c] = 0.05 \sim 0.10$mm；轴的水平挠度的容许值 $[f_s] = 0.10 \sim 0.15$mm。

轴的合成挠度

$$f_\Sigma = \sqrt{f_c^2 + f_s^2} \leqslant [f_\Sigma] = 0.20\text{mm}$$

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

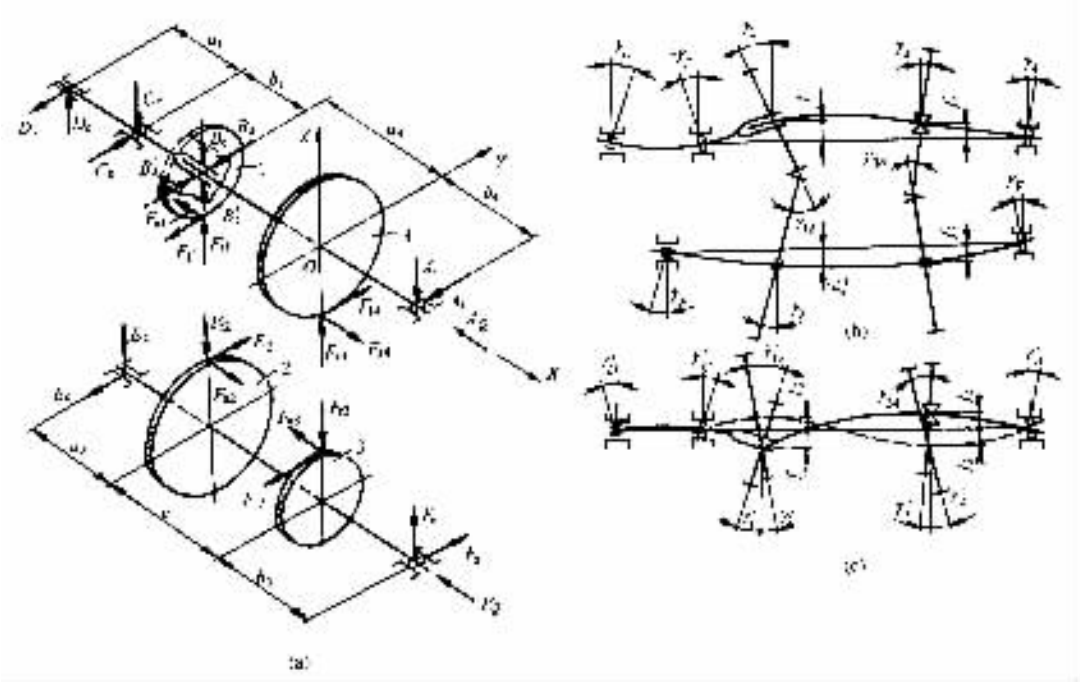


图 4－3－46　变速器轴的计算用图

(a)作用在齿轮和轴上的力：(b)(c)分别为在 ZOX 和 ZOY 平面内的轴变形简图

长的轴应进行扭转刚度的验算，使轴的扭转角 φ 不超过许用值。每米长轴扭转角的许用值为 $[\varphi]=0.25°\sim0.35°$。在转矩 T 的作用下，长为 L 的轴的扭转角为

$$\varphi=\frac{57.3TL}{GJ_{\mathrm{p}}} \tag{4-3-39}$$

则单位长度的转角(°/m)为

$$\varphi/L=57300\frac{T}{GJ_{\mathrm{p}}} \tag{4-3-40}$$

式中　T——转矩，N·mm；

L——轴长，mm；

J_{p}——轴横截面的极惯性矩，mm^4：

对实心轴 $J_{\mathrm{p}}=\frac{\pi}{32}d^4$ 对空心轴 $J_{\mathrm{p}}=\frac{\pi}{32}d^4\left[1-\left(\frac{d_{\mathrm{i}}}{d}\right)^4\right]$；

G——轴材料的剪切弹性模量，对于钢材 $G=8\times10^4\mathrm{MPa}$。

与中间轴齿轮常啮合的第二轴齿轮，通常装在青铜衬套或滚针轴承上，而现代汽车变速器的这些齿轮则直接装在轴上，以增大轴的直径及刚度。

为了保证工作可靠，对摩擦表面应可靠润滑。轴表面为了避免其咬住、擦伤和保证能良好跑合，可进行磷化处理和硫化处理。在轴的支承处及轴与齿轮支承间的摩擦表面处应有沿油孔或油槽自由畅通的润滑油不断供应。重型汽车变速器第二轴上的常啮合齿轮的轴承或轴套多进行强制润滑。

二、变速器轴承

一般是根据结构布置并参考同类车型的相应轴承以后，按国家规定的轴承标准选定，再进行其使用寿命的验算。对汽车变速器滚动轴承耐久性的评价是以轴承滚动体与滚道表面的接触疲劳为依据，承受动载荷是其工作的基本特征。变速器轴承是在由传动系转矩变化曲线所决定的非稳定工况下工作，因此也像齿轮计算那样，作为变速器第一轴的计算转矩 T_j，应取发动机最大转矩 $T_{e\,max}$ 和驱动车轮与地面的最大附着力矩 $T_{\varphi\,max}$ 的换算值 $T_{\varphi\,max}/i_g \cdot i_0 \cdot \eta_T$ 两者中的较小者。计算载荷与轴承实际载荷之差异可由以轴承的当量转速 n_d 代替实际转速以来补偿。即

$$n_d = n\frac{\int_{T_{min}}^{T_j} T_m f(T)\,dT}{T_j^m} \tag{4-3-41}$$

式中 n——按汽车平均车速 v_{am} 计算的轴承实际转速，取 $v_{am} \approx 0.6 v_{a\,max}$；

K_{xj}——行驶状况系数，它是轴承在以转矩分布曲线为特征非稳定工况下工作的寿命与在计算转矩下工作的寿命之比。

轴承的名义寿命 L（以 10^6 转为单位）：

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^{\varepsilon} \tag{4-3-42}$$

式中 C——轴承的额定动载荷或承载容量，N，根据选定的轴承型号查轴承手册；

P——轴承的当量动载荷，N；

ε——轴承寿命指数，对球轴承取 $\varepsilon = 3$；对圆锥滚子、圆柱滚子轴承取 $\varepsilon = \frac{10}{3}$。

轴承的使用寿命亦可按汽车以平均车速 v_{am} 行驶至大修前的总行驶里程 S 来计算：

$$L_h = \frac{S}{v_{am}}, h \tag{4-3-43}$$

式中的汽车的平均车速可取 $v_{am} \approx 0.6 v_{a\,max}$。

L 与 L_h 之间的换算关系为

$$L = 60 n L_h / 10^6 \tag{4-3-44}$$

式中 n——轴承的转数，r/min。

径向和径向止推球轴承的当量动载荷，可按下式对每个档位进行计算：

$$\left.\begin{aligned} P &= (XVF_r + YF_a)k_\sigma k_T && \text{当}\frac{F_a}{YF_r} > e \\ P &= VF_r k_\sigma k_T && \text{当话} < \frac{F_a}{YF_r} < e \end{aligned}\right\} \tag{4-3-45}$$

式中 X, Y——径向系数和轴向系数，按轴承标准规定由轴承手册查出；

V——考虑轴承内圈或外圈旋转的系数，内圈旋转取 $V = 1.0$，外圈旋转取 $V = 1.2$；

F_r, F_a——径向和轴向载荷，N，根据计算转矩 T_i 计算各档的支承反力后求得；

k_σ——考虑路面不平度引起的动载荷的影响系数，对于变速器轴承可取 $k_\sigma = 1.0$；

k_T——温度系数；

e——轴向加载参数，由轴承手册查得。

内容来自 www.docin.com 免费下载

应对每个档计算轴承的当量循环次数，第 i 档的为：

$$L'_i = \frac{60 L_h f_{gi} K_{xji} n_i}{10^6} \tag{4-3-46}$$

轴承的实际循环次数为：

$$L_i = \frac{60 L_h f_{gi} n_i}{10^6} \tag{4-3-47}$$

式中　n_i——第 i 档 的轴承旋转次数，$n_i = n_M / u_i$，n_M 为第一轴的旋转次数（以汽车的平均速度 v_{am} 计算），u_i 为由第一轴至计算轴的传动比；

f_{gi}——变速器处于第 i 档时的相对工作时间，即变速器第 i 档的使用率（%），见表 4-3-9；

K_{xji}——第 i 档的行驶状况系数。

在轴承的整个运行期间有：

$$L = \sum L_i \tag{4-3-48}$$

考虑到变速器各档工作时轴承的当量动载荷 P_i 及相应的当量循环次数 L'_i，则轴承的总当量动载荷 $P_{d\sum}$ 为：

$$P_{d\sum} = \sqrt[\varepsilon]{\frac{P_{\mathrm{I}}^{\varepsilon} L'_{\mathrm{I}} + P_{\mathrm{II}}^{\varepsilon} L'_{\mathrm{II}} + \cdots + P_{\mathrm{N}}^{\varepsilon} L'_{\mathrm{N}}}{L_{\mathrm{I}} L_{\mathrm{II}} + \cdots + L_{\mathrm{N}}}} = \sqrt[\varepsilon]{\frac{\sum_{\mathrm{I}}^{N} P_i^{\varepsilon} L'_i}{\sum_{\mathrm{I}}^{N}} L_i} \tag{4-3-49}$$

则要求的轴承额定动载荷 C 为

$$C = P_{d\sum} L^{\frac{1}{\varepsilon}} \tag{4-3-50}$$

算出轴承的额定动载荷 C 后则可由轴承样本或手册选择轴承。

对汽车轴承寿命的要求是轿车 30 万 km，货车和大客车 25 万 km。

第一轴前轴承仅在离合器分离时其内外圈才有相对运动，因此按静载荷计算，所选轴承的额定静载荷 C_0 应大于 $2F_{r0}$，此处 F_{ro} 是当计算载荷取 $T_{e\,max}$ 时的 Ⅰ 档输出转矩产生的轴承径向载荷。

汽车变速器第二轴与齿轮间的滚针轴承，未挂档时滚针与内外滚道间有相对转速差，但滚针仅承受使齿轮滑转的摩擦力矩与惯性力矩，载荷极小。挂档后，滚针、轴及齿轮一同转动而无转差，滚针仅承受径向载荷。由于经常换档，每档连续工作时间不长，故极少有表面点蚀损坏情况，多由于间隙不当或润滑不良而卡住或烧坏。

作为第二轴的前支承和固定式中间轴与连体齿轮间的滚针轴承，承受径向载荷需验算。

滚针轴承的承载容量可按下式近似计算：

$$C = 250 l d^{0.7} \tag{4-3-51}$$

式中　l——滚针工作面长度，mm；

d——滚针内滚道表面直径，mm。

表 4－3－9 变速器各档的相对工作时间或使用率 f_{gi}

车型		档位数	最高档传动比	f_{gi}/% 变速器档位 Ⅰ	Ⅱ	Ⅲ	Ⅳ	Ⅴ	Ⅵ	Ⅶ	Ⅷ
轿车	普通级以下	3	1	1	30	69					
		4	1	0.5	3	20	76.5				
		4	<1	1	8	23	68				
	中级以上	3	1	1	22	77					
		4	1	0.5	2	10.5	87				
		4	<1	0.5	3	20	76.5				
		5	1	0.5	2	4	18.5	75			
		5	<1	0.5	2	15	57.5	25			
载货汽车		4	1	1	3	21	75				
		4	<1	1	4	35	60				
		5	1	1	3	5	16	75			
		5	<1	1	3	12	64	20			
		6	1	1	2	4	8	15	70		
		6	<1	1	2	4	8	70	15		
		8	<1	0.5	1	3	5.5	10	15	45	20
自卸汽车与越野汽车		4	<1	5	15	55	25				
		5	<1	4	12	30	40	15			
		6	<1	4	5	20	40	20	12		
大客车	城市大客车	4	1	1	5	25	69				
		4	<1	1	8	40	51				
		5	1	1	4	10	20	65			
		5	<1	1	4	15	60	20			
		6		1	3	6	15	15	60		
		6	1	1	3	6	15	60	15		
	长途大客车	4	1	1	3	21	75				
		4	<1	1	4	35	60				
		5	1	1	3	5	16	75			
		5	<1	1	3	12	64	20			
		6	1<1	1	2	4	8	15	70		
		6	<1	1	2	4	8	70	15		
		8		0.5	1	3	5.5	10	15	45	20

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

滚针轴承常采用满针结构以提高其负荷能力。设计时应保证合理的间隙，以利其正常工作并延长使用寿命。一般推荐滚针间最小间隙为 0.025mm，总间隙量的最大值为 $0.5d_z$—$0.7d_z$，d_z 为滚针直径，两项不能同时满足时应保证后者。

文献[15]给出了滚动轴承的可靠性设计方法，讨论了滚动轴承的疲劳寿命与可靠度。

第五节　同　步　器

同步器使变速器换档轻便、迅速，无冲击，无噪声，且可延长齿轮寿命，提高汽车的加速性能并节油，故轿车变速器除倒档、货车除Ⅰ档、倒档外，其他档位多装用。要求其转矩容量较大，性能稳定、耐用。

1. 惯性同步器的结构类型

惯性同步器能确保同步啮合换档，性能稳定、可靠，因此在现代汽车变速器中得到了最广泛的应用。它又分为惯性锁止式和惯性增力式。用得最广的是锁环式、锁销式等惯性锁止式同步器，它们虽结构有别，但工作原理无异，都有摩擦元件、锁止元件和弹性元件。挂档时，在轴向力作用下摩擦元件相靠，在惯性转矩作用下产生摩擦力矩，使被接合的两部分逐渐同步；锁止元件用于阻止同步前强行挂档 弹性元件使啮合套等在空档时保持中间位置，又不妨碍整个接合和分离过程。

(1)锁环式同步器

又称锁齿式、齿环式或滑块式(图 4－3－47)，其工作可靠、耐用，因摩擦锥面半径受限，转矩容量不大，适于轻型以下汽车，广泛用于轿车及轻型客、货汽车。在其啮合套座外花键上的三个轴向槽中放着可沿槽移动的滑块，它们由两个弹簧圈压向啮合套并以其中部的凸起定位于啮合套中间的内环槽中。滑块两端伸入锁环(同步锥环)缺口，缺口比滑块宽一个接合齿宽。挂档时，啮合套带动滑块推动锁环与被接合齿轮的锥面相靠，转速差产生的摩擦力矩使锁环相对于啮合套及滑块转过一个角度并由滑块定位，恰使啮合套齿端与锁环齿端以锁止斜面相抵(图 4－3－48(a))，此时换档力经锁止斜面将锁环进一步压紧，锥面间的摩擦力矩进一步增大，产生滑磨。选择适当的参数，使在换档力作用下锁止面上产生的迫使锁环回正的脱锁力矩小于锥面间的摩擦力矩，可阻止同步前挂档。当锥面摩擦力矩克服了被接合部分的惯性力矩后，转速差及摩擦力矩消失，脱锁力矩迫使锁环回正(图 4－3－48(b))，锁止斜面脱开，啮合套克服滑块的弹簧力而越过锁环与齿轮的接合齿同步啮合，保证无冲击挂档。

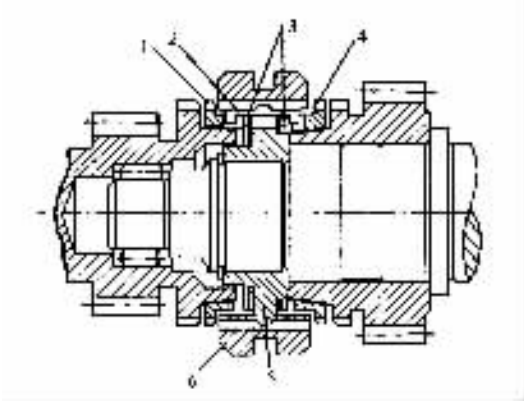


图 4－3－47 锁环式同步器

1,4－锁环(同步锥环)；2－滑块；

3－弹簧圈；5－啮合套座；6－啮合套

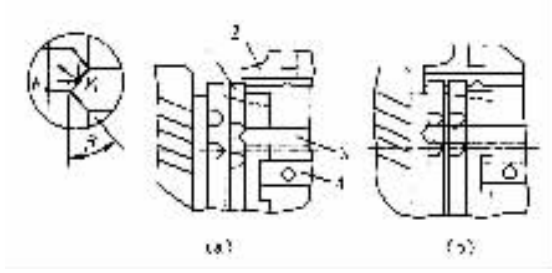


图 4－3－48 锁环式同步器工作原理

1－锁环(同步锥环)；2－啮合套；

3－啮合套的花键齿；4－滑块

(2)锁销式同步器

同步过程与锁环式类似，但锁止元件是三个锁销及相配的锁销孔倒角，另有三个以弹簧及钢球定位的定位销。作为弹性元件的三个弹簧及相应的定位钢球是装在啮合套的钻孔中，使啮合套等在空档时保持中间位置。摩擦元件是铆在锁销两端的同步锥环及与之相配并固定在齿轮上的内锥面(图 4－3－49)。其摩擦锥面径向尺寸大，转矩容量大，广泛用于中、重型汽车上。

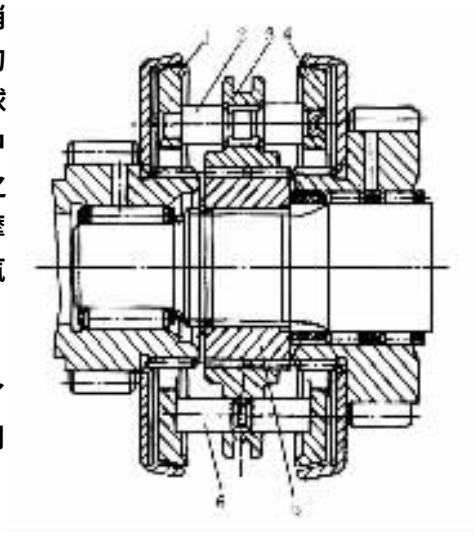


图 4－3－49 锁销式同步器

1,4－同步锥环；2－锁销；

3－啮合套；5－啮合套座；6－定位销

(3)多锥式同步器与多片式同步器

多锥式及多片式同步器，分属上述两种，只是为了增大转矩容量而增多了摩擦面数(图 4－3－50)，多用于重型汽车的主、副变速器及分动器。

(4)惯性增力式同步器

如 Porsche 式(图 4－3－51)，换档时啮合套内齿圈锥形端面与带开口的弹性同步环的外锥面接触，因同步环外径在未压缩状态下稍大于啮合套的内径，同步环被推，其另一侧锥面与齿轮接合齿的内锥面压紧。摩擦力矩使同步环转过一个角度，使其开口的一端抵住环内弹簧带的推力块，该弹簧带的另一端又以嵌在齿轮轴径槽中的支承块支承。这样，同步环产生的摩擦力矩不仅本身有增力作用，且受环内弹簧带的随动增力作用而得到增长，摩擦力随之自动加大并迅速达到同步。同步后摩擦力矩消失，同步环不再向外张开，啮合套便压缩并越过同步环而实现挂档。其结构简单、轴向尺寸紧凑，换档迅速省力，工作可靠，能防止脱档，适于工作条件繁重的变速器采用。

通常，同步器多装在变速器第二轴上。为提高同步效率、延长寿命，也有将同步器装到中间轴上的，以减轻锥环的摩擦力矩及减小磨损。

2. 惯性同步器的工作原理

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

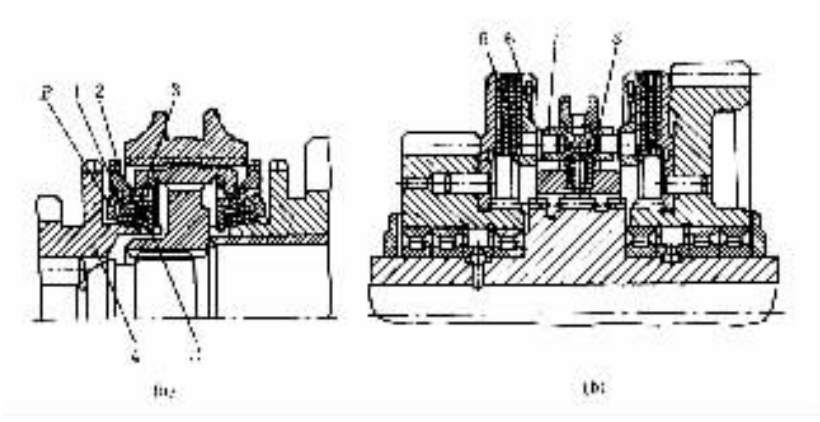


图 4－3－50　多锥式同步器与多片式同步器

(a)多锥锁环式同步器；(b)多片锁销式同步器

1－主动锥环(A 端弯指伸入齿轮的开槽中)；2－锁环；3－从动锥环(B 端弯指伸入锁环的开槽中)；4－齿轮；5,6－分别为主、从动摩擦片；7－锁销；8－定位装置

惯性同步器的结构型式虽各有不同，但工作原理都是一样的，其实质是利用被接合件的惯性防止同步前挂档。分析前述锁环式同步器挂档过程可知，同步器的挂档过程可分为三个阶段。第一阶段，在换档拨叉的推动下，同步器离开中间位置作轴向移动，使摩擦元件的两摩擦表面相接触，惯性力矩引起的转速差产生的摩擦力矩使锁止元件转至锁止位置，完成锁止过程，以阻止同步前挂档，这时摩擦力矩大于脱锁力矩，使锁止可靠。第二阶段，在继续施加的轴向力作用下，经锁止面传至摩擦表面的正压力不断加大，使摩擦副在滑磨过程中的两摩擦表面的角速度逐渐接近，当摩擦力矩克服了被接合部分的惯性力矩后，两摩擦表面间的转速差及摩擦力矩均消失，完成同步过程。第三阶段，摩擦力矩消失后，轴向力仍作用在锁止元件上，锁止面正压力的切向分力(见图 4－3－48(a))产生的脱锁力矩使锁止元件倒转某个角度，使两锁止面脱离接触，完成脱锁过程，让同步器顺利地同步挂档。

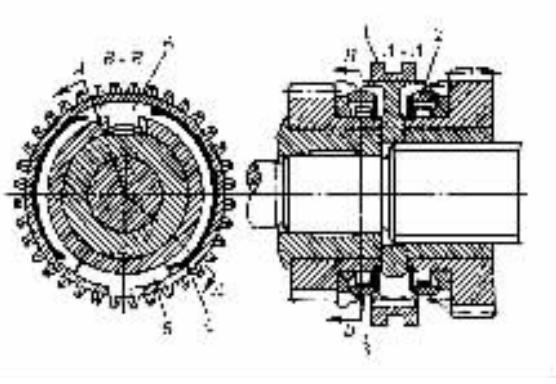


图 4－3－51　惯性增力式同步器

1－啮合套；2,3－弹性同步环；

4－弹簧带；5－推力块；6－支承块

为了深入了解同步器的工作原理，应对其做理论分析与计算，图 4－3－52 是同步器的计算模型。在分析与计算中考虑到在常温条件下润滑油阻力对齿轮转速的影响可以忽略不计，并假设在同步过程中车速保持不变，这一假设在道路阻力系数 $\Psi \leqslant 0.15$、同步时间 $t \leqslant 1$ s 时是符合实际的。由于变速器输出端所连的是整车，具有相当大的转动惯量，这意味着变速器输出端的转速在换档瞬时保持不变，而输入端靠摩擦作用达到与输出端同步。现建立输入端惯性质量的运动方程：

$$J_r \frac{d\omega}{dt} = T_f \tag{4－3－52}$$

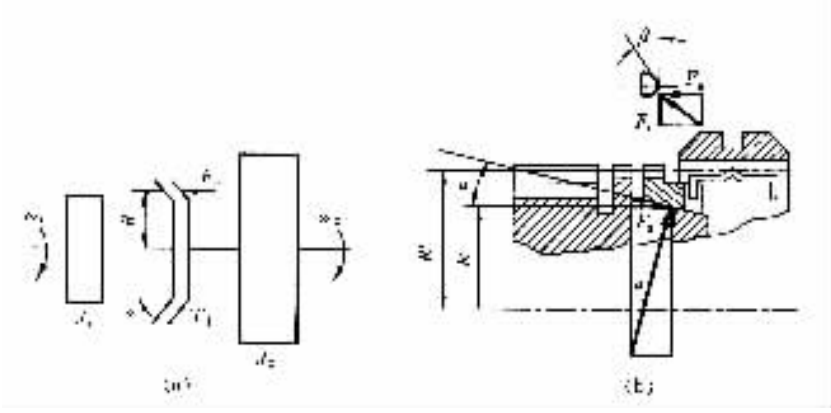


图 4－3－52 同步器的计算模型

将上式积分，得

$$J_r(\omega_r-\omega_c)=T_f t_T \tag{4-3-53}$$

式中 J_r——同步器输入端零件的转动惯量；

ω_r——同步器输入端零件的角速度；

ω_c——同步器输出端零件的角速度；

T_f——同步器的摩擦力矩；

t_T——同步时间。

由上式可得同步时间为

$$t_T=\frac{J_r(\omega_r-\omega_c)}{T_f}=\frac{J_r}{T_f}\omega_e\left(\frac{1}{i_{g_{k+1}}}-\frac{1}{i_{gk}}\right) \tag{4-3-54}$$

式中 ω_e——发动机曲轴的角速度；

i_{gk}，$i_{g_{k+1}}$——变速器的第 k 档和第 $(k+1)$ 档传动比，$\omega_r=\omega_e/i_{g_{k+1}}$，$\omega_c=\omega_e/i_{g_k}$。

将上式中的 T_f 以摩擦面所受的轴向力 F_a 代替，F_a 为司机在换档时所施加的换档力，则有

$$t_T=\frac{\pi n_e}{30}\frac{J_r\sin\alpha}{F_a fR}\left(\frac{1}{i_{g_{k+1}}}-\frac{1}{i_{gk}}\right) \tag{4-3-55}$$

式中 n_e——发动机转速，当由较低档换至较高档时，取 n_e 为发动机最大功率下的转速，否则取 n_e 为最大转矩下的转速；

f——同步器摩擦锥面的摩擦系数；

α、R——摩擦锥面的半锥角和平均半径（见图 4－3－52）。

同步器摩擦锥面的滑磨功为

$$L_f=\int_0^t T_f(\omega_r-\omega_c)\,dt$$

将式（4－3－53）的 $(\omega_r-\omega_c)=T_f t_T/J_r$，代入上式，并将其中的 t_T 值用式（4－3－55）代入，得

$$L_f=\left(\frac{\pi n_e}{30}\right)^2\frac{J_r}{2}\left(\frac{1}{i_{g_{k+1}}}-\frac{1}{i_{gk}}\right)^2 \tag{4-3-56}$$

同步器的滑磨功与其摩擦面积 A_f 之比

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

$$q = L_f / A_f$$

称为同步器的比滑磨功。对高档同步器 q 值应不大于 $0.2 J/m^2$；而对低档同步器则应不大于 $(0.3 \sim 0.5) J/m^2$。

前已述及，为了阻止同步前挂档，则要求摩擦力矩 T_f 大于脱锁力矩 T_T，若忽略锁止面的摩擦系数，以锁环式同步器为例，如图 4－3－52(b)所示：

$$T_f = \frac{F_a f R}{\sin\alpha} \qquad T_T = F_t R' = F_a \tan\beta \cdot R'$$

根据 $T_f > T_T$，则可建立同步器的锁止条件：

$$\tan\beta < \frac{fR}{R' \sin a\alpha} \tag{4-3-57}$$

式中　f——摩擦系数；

R、R'——分别为摩擦锥面及锁止面的平均半径；

α——摩擦锥面的半锥角；

β——锁止面的锁止角(见图 4－3－52)。

式(4－3－57)表达的同步器锁止条件，同样适用于其他惯性锁止式同步器，且锁止角 β 也是按脱锁力矩 $T_T = F_a \tan\beta \cdot R'$ 的参数关系来确定。

3. 惯性锁止式同步器的主要结构参数

(1)摩擦锥面的半锥角 α 和摩擦系数 f

α 愈小则摩擦力矩 T_f 愈大，故为增大同步器容量 α 值应取小一些，但为了避免摩擦面的自锁应使 α 大于摩擦角 ρ，后者与摩擦系数 f 有关，即 $\tan\rho = f$。推荐 $\alpha = 7° \sim 8°$，α 的上限允许到 12°。当取 $\alpha = 6°$ 时摩擦力矩较大，但当锥面粗糙度控制不严时会有粘着和咬住现象。摩擦系数随摩擦副材料、摩擦表面粗糙度、润滑油种类及温度等因素的不同而异。一般，在油中工作的青铜－钢同步器摩擦副，可按 $f = 0.1$ 计算。通常，在内锥面上制有破坏油膜的细牙螺纹槽及与之相交的轴向泄油槽，以提高摩擦系数 f 的值。螺纹槽的齿顶宽要窄一些以利刮油，可取为 0.1mm 左右或更小些，齿顶越尖则接触面上的压强和磨损就越大。螺距可取 0.6～0.75mm，螺纹角一般取 50°～60°。再者，齿顶所在的锥表面的加工精度及粗糙度要求高，不允许有切削刀痕，最好进行研磨。轴向泄油槽一般为 6 个，槽宽约 3mm，槽深要刚好达到螺纹槽深。

(2)摩擦锥面的平均半径 R 和同步锥环的径向厚度 W

R 和 W 都受到变速器齿轮中心距及有关零件的尺寸和布置上的限制。当结构布置允许时，R 和 W 应尽量取大些。

(3)摩擦锥面的工作面宽 b

同步锥环的工作面宽 b，受到变速器总长的尺寸限制，也要为散热和耐磨损提供足够大的摩擦面积。可根据摩擦表面的许用压力 $[p]$ 来确定：

$$b = \frac{T_f}{2\pi f [p] \cdot R^2}, \text{mm} \tag{4-3-58}$$

式中　T_f——摩擦力矩，N·mm；

f——摩擦系数；

R——摩擦面的平均半径，mm；

$[p]$——摩擦表面的许用压力，对钢－青铜摩擦副，$[p] = 1 \sim 1.5$MPa。

上式未考虑螺纹槽及泄油槽减掉的摩擦面积。

也可参考下列经验公式选择 b：

$$\left.\begin{array}{ll}\text{对锁环式同步器} & b\approx(0.25\sim0.4)R\\ \text{对锁销式同步器} & b\approx(0.14\sim0.2)R\end{array}\right\}\tag{4-3-59}$$

(4)锁止角 β

按式(4-3-57)计算,通常在 26°~40°范围内。

(5)同步时间 t_T 与轴向推力 F_a

t_T 可按式(4-3-55)计算,由该式可知 t_T 与 F_a 是一对相互影响的可变参数。应按以最短时间达到同步状态来考虑轴向力 F_a 的大小。而为使换档轻便 F_a 值又不能过大,一般在 100~350N 范围内,轿车和轻型客、货车取下限,重型车取上限。设计时 t_T 应控制在 1.0s 以下,其中轿车变速器挂高档时 t_T=0.15~0.30s,挂低档时 t_T=0.5~0.8s;货车挂高档时 t_T=0.3~0.8s,挂低档时取 1。

4. 转动惯量的计算

在换档过程中因同步器的作用而改变转速的零件统称为输入端零件,通常它包括第一轴及离合器从动盘、中间轴及其齿轮、与中间轴齿轮相啮合的第二轴常啮合齿轮等。为计算其转动惯量,首先要求出各零件的转动惯量,然后换算到被同步的零件上。已有零件的转动惯量可用扭摆实验测得,无零件实物时可按图纸的几何尺寸用数学法算得。

将 α 轴上的转动惯量 J_a 转换为 b 轴上的转动惯量 J_b 时,存在以下关系：

$$J_b=J_a\left(\frac{z_b}{z_a}\right)^2\tag{4-3-60}$$

式中 z_a——a 轴(即被转换轴)的齿轮齿数；

z_b——b 轴(即转换至其上的轴)的齿轮齿数。

换直接档时输入端的总转动惯量为：

$$J_r=\sum J_{1n}+\sum J_{z_n}\left(\frac{z_1}{z_2}\right)^2\tag{4-3-61}$$

式中 $\sum J_{1n}$——第一轴及离合器从动盘的转动惯量；

z_1——第一轴常啮合传动齿轮的齿数；

z_2——中间轴常啮合传动齿轮的齿数；

$\sum J_{z_n}$——中间轴上的转动惯量之总和：

$$\sum J_{z_n}=J_z+J'_{c_2}\left(\frac{z_4}{z_3}\right)^2+J''_{c_2}\left(\frac{z_6}{z_5}\right)^2+J'''_{c_2}\left(\frac{z_8}{z_7}\right)^2$$

J_z——中间轴及中间轴齿轮组件的转动惯量

J'_{c_2},J''_{c_2},J'''_{c_2}——与中间轴齿轮常啮合的第二轴各档齿轮的转动惯量；

z_4,z_6,z_8——中间轴各档齿轮的齿数；

z_3,z_5,z_7——分别与 z_4、z_5、z_6 相配的第二轴齿轮齿数。

换其他档时输入端的总转动惯量为：

$$J_r=J_{c_2}+\sum J_{z_n}\left(\frac{z_e}{z_z}\right)^2\tag{4-3-62}$$

式中 J_{c_2}——第二轴上被挂档齿轮的转动惯量；

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

z_z——被挂档齿轮副的中间轴齿轮齿数；

z_e——被挂档齿轮副的第二轴齿轮齿数；

$\sum J_{z_n}$——中间轴上的转动惯量之总和：

$$\sum J_{z_n} = J_z + \sum J_{1n}\left(\frac{z_2}{z_1}\right)^2 - J_{c_2}\left(\frac{z_z}{z_e}\right)^2 + J'_{c_2}\left(\frac{z_4}{z_3}\right)^2 + J''_{c_2}\left(\frac{z_6}{z_5}\right)^2 + J'''_{c_2}\left(\frac{z_8}{z_7}\right)^2$$

J_z——中间轴及其齿轮的转动惯量。

5. 同步器摩擦副的材料

同步锥环多用铜基合金制造，轿车同步锥环较薄，宜用锻、精锻或冷挤压工艺加工；货车的同步锥环较厚，亦可采用压铸工艺。选用材料时既要考虑其摩擦系数又要考虑其耐磨性以及强度、加工性能等。铝青铜（含铝 8.5% ~ 11.0%）多用于压铸的同步锥环，亦可锻造，其强度高、耐磨性好、摩擦系数较大而锥面自锁的倾向较小。锰青铜（含锰 ≤ 3%）锻造的同步锥环较多，其强度高、加工性好。硅锰青铜（含硅 0.6% ~ 1.5%，锰 2% ~ 4%）的性能与锰青铜类似，这种合金结构中的硅化锰使之具有极好的耐磨性。锻造同步锥环也常采用铅黄铜、黄铜的耐磨性常常优于青铜。近年来出现了高强度、高耐磨性的钢 – 钼配合的摩擦副，即在钢或球墨铸铁同步锥环的锥面上喷镀厚约 0.6 ~ 0.8mm 的钼，其摩擦系数亦在钢 – 铜合金摩擦副的摩擦系数范围内，特别适用于大型汽车的同步器。与同步锥环组成摩擦副的锥表面多与被同步的传动齿轮及其接合齿做成一体，由低碳合金钢制造，渗碳淬火后表面硬度约为 HRC60。其表面应光洁，粗糙度要求达到 25μm。

第六节　副变速器与分动器

1. 副变速器

副变速器用于空、满载的质量变化大、使用条件复杂、加之柴油机转矩变化平缓、适应性差而需要扩大传动比范围、增多档位数以适应在各种使用条件下的动力性与经济性要求的重型车。为不使变速器的结构过于复杂和便于系列化，多以四档或五档变速器与两（或三、四）档副变速器组合，后者可装在变速器之前或后或前及后。前置副变速器多由一对齿轮组成超速档代替变速器的常啮合传动齿轮，结构紧凑、易变型。后置副变速器可由两对齿轮或行星齿轮机构组成，传动比较大，后置可减小变速器的尺寸及负荷，为常用型。前后均置方案可得到更多档位。主、副变速器多联成一个单独总成以利拆装。主、副变速器可分段或交替地换档，前者使两种传动比分段衔接；后者交替插入；也有将分段式与插入式结合成综合式的传动比搭配。副变速器多采用同步器及预选一气动式换档机构换档。

2. 分动器

装于多桥驱动汽车的变速器之后，用于传递和分配动力至各驱动桥，兼作副变速器之用。常设两个档，低档又称为加力档。为了不使后驱动桥超载常设联锁机构，使只有接合前驱动桥以后才能挂上加力档，并用于克服汽车在坏路面上和无路地区的较大行驶阻力及获得最低稳定车速（在发动机最大转矩下一般为 2.5 ~ 5km/h）。高档为直接档或亦为减速档。

图 4 – 3 – 53 给出了分动器的几种结构方案的简图，其中有带轴间差速器的分动器，有不带轴间差速器的，也有装超越离合器的结构。

(1) 带轴间差速器的分动器

带有轴间差速器的分动器(图 4－3－53(b)及图 4－3－54),各输出轴可以以不同的转速旋转,而转矩分配则由差速器传动比决定。据此,可将转矩按轴荷分配等比例地分配到各驱动桥。装用这种分动器的汽车,不仅挂加力档时可使全轮驱动,以克服坏路面和无路地区地面的较大阻力,而且挂分动器的高档时也可使全轮驱动,以充分利用附着重量及附着力,提高汽车在好路面上的牵引性能。轴间差速器可消除多桥驱动汽车的功率循环,后者损耗汽车功率,加速轮胎磨损,使零件超载,使动力性、经济性及通过性变差。但轴间差速器降低了汽车的抗滑能力,常需加差速锁。

(2)不带轴间差速器的分动器

不带轴间差速器的分动器及图,各输出轴具有相同转速,而转矩分配则与该驱动轮的阻力及其传动机构的刚度有关。这种结构的分动器在挂低档时同时将接通前驱动桥;而挂高档时前驱动桥则一定与传动系分离(见图 4－3－55),使变为从动桥以避免发生功率循环并降低汽车在好路面上行驶时的动力消耗及轮胎等

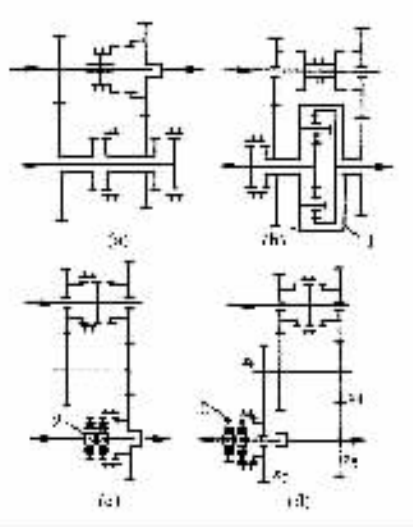


图 4－3－53 分动器的结构方案简图

1－轴间差速器;2－超越离合器

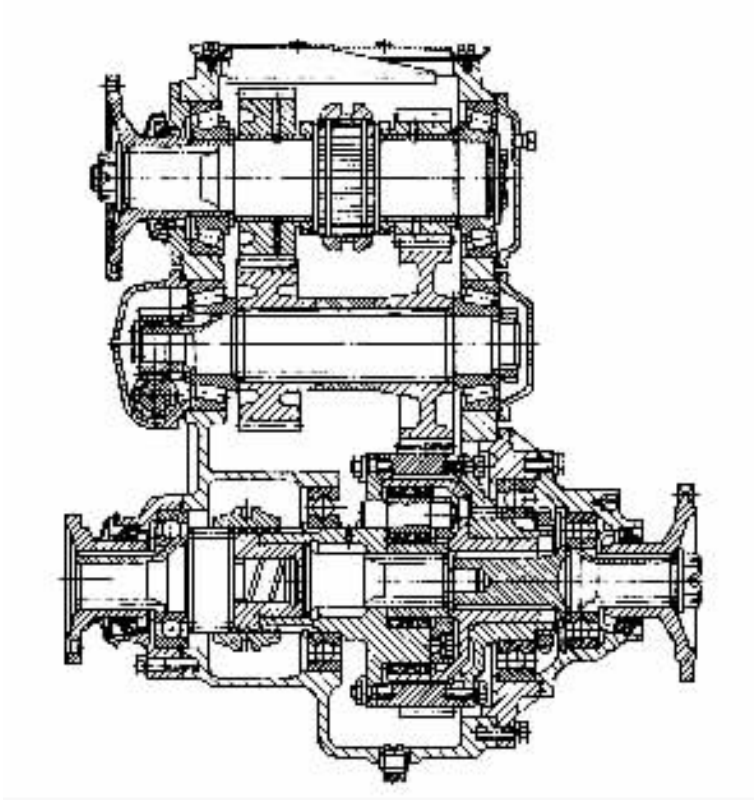


图 4－3－54 带有轴间差速器的分动器

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

的磨损。

(3)装有超越离合器的分动器

利用前后轮的转速差使当后轮滑转时自动接上前驱动桥，倒档时则用另一超越离合器工作(图 4－3－53(c)(d))。

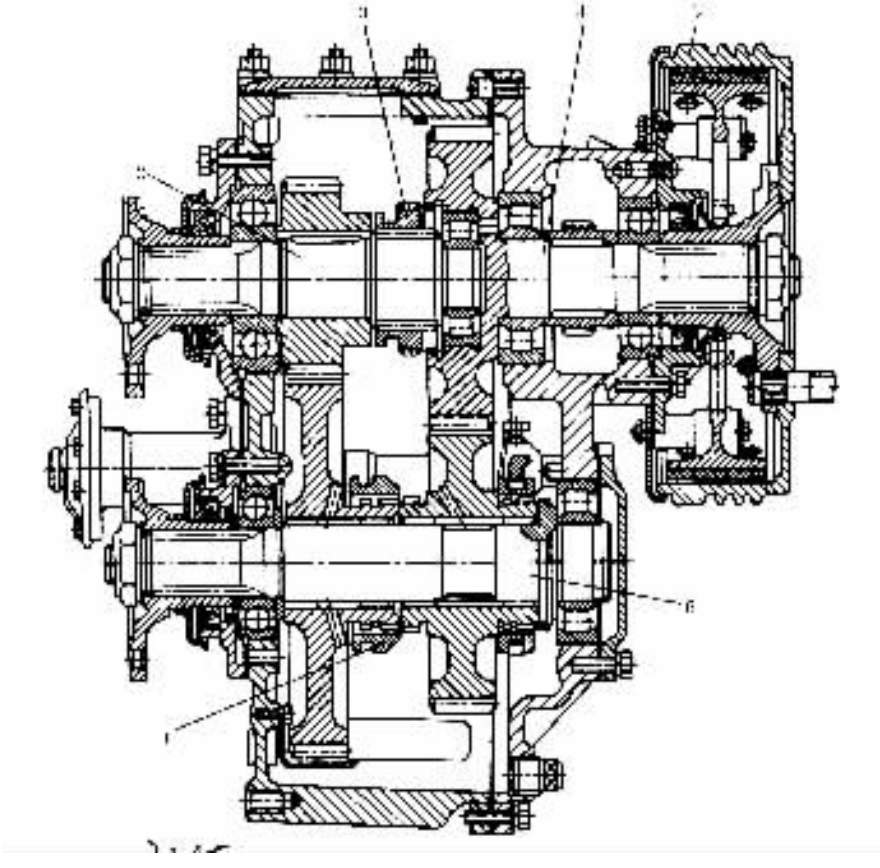


图 4－3－55　不带轴间差速器的分动器

1,3－换档啮合套和接合齿；2,4,6－分别为第一轴、第二轴和中间轴；5－中央制动器

有的分动器兼用齿轮及传动链。分动器主要参数(中心距、齿轮模数、轴径等)选择可按变速器相应参数选择的计算公式进行。分动器多采用飞溅润滑。操纵机构的安置应可靠，不应受车架等变形的影响。

分动器的低档传动比，通常是按在发动机最大转矩下汽车行驶于阻力很大的松软地面上的最小稳定车速来选择的，因此按驱动车轮的最大附着力矩(取 $\varphi = 0.7$)为计算载荷对分动器低档进行静强度计算则更为合理。在计算齿轮和轴承的疲劳强度及寿命时，分动器输入轴的计算载荷可取为：

$$T_j = \sqrt[m_r]{T_{I}^{m_r}\left(\frac{N_{I}}{N_a}\right) + T_{II}^{m_r}\left(\frac{N_{II}}{N_a}\right) + \cdots + T_{i}^{m_r}\left(\frac{N_i}{N_a}\right)} \qquad (4-3-63)$$

式中　T_i——平均当量转矩，

m_r——疲劳曲线指数；

$T_{\mathrm{I}}, T_{\mathrm{II}}, \cdots, T_{\mathrm{i}}$——变速器在各档时的输出转矩；

$N_{\mathrm{I}}, N_{\mathrm{II}}, \cdots, N_{\mathrm{i}}$——各档工作的当量循环次数，$N_{\mathrm{i}} = 60 T_{\mathrm{ib}} n_{\mathrm{i}} K_{\mathrm{x}}$；

T_{ib}——在相应档位上的工作时间，见表 4－3－9；

n_{i}——计算旋转频率；

K_{x}——行驶状况系数；

N_{a}——汽车全部使用期间总的承载循环次数。

轴承的计算旋转频率可按平均车速确定。计算时应考虑到分动器工作时间的 92% ~ 95%是处于高档。

第七节 变速器试验

除利用整车道路试验及使用试验考核变速器、副变速器与分动器的工作性能及可靠性外，还进行室内台架试验，考核齿轮的可靠性与疲劳寿命；同步器和换档机构的工作性能与耐久性，测定传动效率、噪声及刚度等。

齿轮疲劳寿命试验多在闭式试验台上进行。常以发动机最大转矩加载，或根据载荷谱由程序控制模拟随机载荷加载，有时也以反复的阶梯载荷加载。闭式试验台的特点是被试总成所传递的功率在试验台内部进行循环，而用来克服试验台内摩擦阻力的功率仅占所传递功率的 20% ~ 25%左右，消耗功率少，运转费用低。各档齿轮应具有大致均等的使用寿命，为此应根据车型和使用条件确定台架试验应满足的循环次数，或根据台架试验的循环次数估算齿轮的使用寿命。

变速器等的性能试验及传动效率测定可在开式试验台上进行。开式试验台由原动机带动被试总成，动力经后者再传给功率吸收装置。多用电力测功机作原动机，以电力测功机，电涡流测功机或水力测功机等吸收功率。

低档和倒档齿轮有时进行轮齿静弯试验。

进行同步器的性能和寿命试验时，应在变速器第一轴上装上离合器从动盘或具有相等转动惯量的飞轮，由第二轴驱动并在程序控制下自动进行反复换档。有时还测定换档力、摩擦力矩、主、从动件的转速及同步过程、同步时间、换档时间以及接合套位移等。

变速器等各档的运转噪声，应在有负荷的情况下在消声室内进行测定。

变速器各轴的挠度和转角，应在发动机最大转矩的当量载荷下测定。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

第四章　液力机械变速器设计与其他无级变速

第一节　液力变矩器

液力变矩器位于发动机与机械变速器之间并由泵轮、涡轮和导轮三元件组成。泵轮与发动机曲轴相联；涡轮与机械变速器的输入轴以花键相接；导轮则通过单向轮(超越离合器)座于变矩器的壳体上。泵轮、涡轮、导轮均为由许多叶片组成的工作轮，工作轮又称为元件。图 4－4－1 是轿车用的三元件液力变矩器的结构图，其结构简图如图 4－4－2(a)所示。环形的泵轮、涡轮和导轮间的间隙应尽可能的小，并安置在一个封闭的壳体内，其纵向断面称为变矩器的循环圆。在各工作轮的内腔均布着在三维空间内弯曲成一定角度的叶片。循环圆内充满工作油液，循环圆及叶片的形状应保证工作油液由一个工作轮流向另一工作轮时能量损失最小。泵轮由发动机带动旋转，使其各叶片间的工作油液质点在离心力的作用下由内缘流向外缘，其圆周速度和动能随泵轮转速的增大而增大。当工作油液由泵轮流入涡轮并冲击涡轮叶片时，液力变矩器便将发动机的能量转换给传动系。在工作油液的循环流动过程中要通过作为液流导向装置的导轮，当后者的叶片固定不动时，叶片的走向起着导流的作用，使液流沿理想方向再进入泵轮。下面分析液力变矩器改变由发动机输入的转矩的机理。

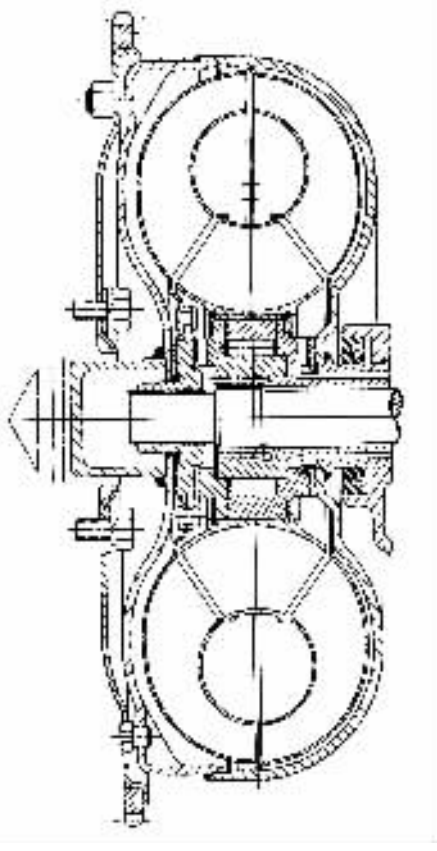


图 4－4－1　轿车的三元件液力变矩器结构图

设如图 4－4－2(b)所示的中间液流进入泵轮时的绝对速度为 v_{PB}，它又可以分解为圆周速度 u_{PB}。和相对速度 ω_{PB}，相对速度的方向与泵轮入口处的叶片方向相同，这些速度向量位于 $B'—B'$ 平面上(见图 4－4－2(a))。泵轮叶片驱使油液自半径为尺。的泵轮入口沿循环圆流向较大半径(R_A)的泵轮出口且使流速增大为 v_{PA}，u_{PA} 及 ω_{PA}，ω_{PA} 的方向与泵轮出口处的叶片方向一致。泵轮出口处的速度向量位于 $A—A$ 平面上(见图 4－4－2(a))。在图 4－4－2(b)的 F 向视图中平面 $A—A$ 与 $B'—B'$ 均与该图所在平面一致。在上述液流循环行程中能量的增大是由于泵轮轴连续地为发动机转矩所驱使的缘故，而液流相对于泵轮旋转轴心在出口和入口处的动量矩的差值，则为反方向作用于泵轮的转矩，即

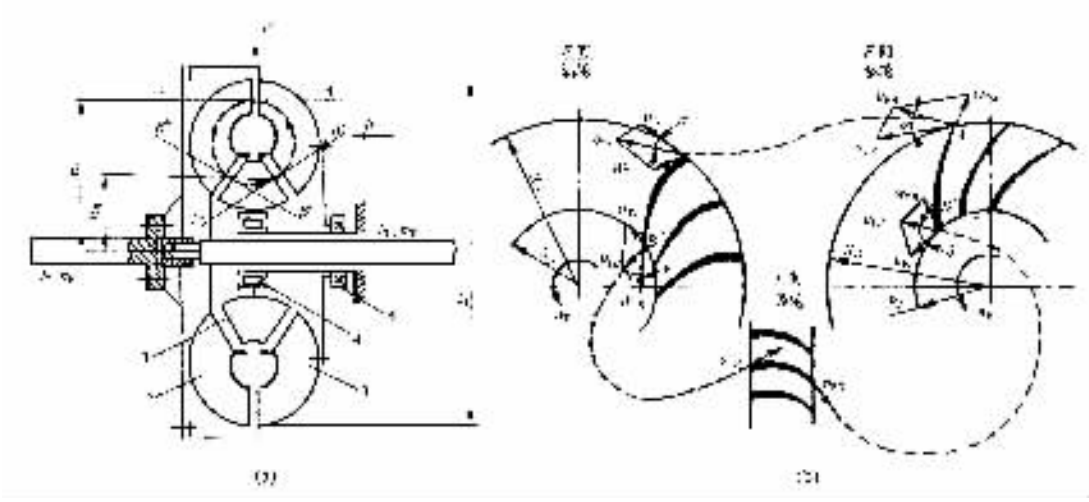


图 4－4－2 液力变矩器的结构简图

(a)结构简图；(b)液流方向变化图

1－导轮；2－涡轮；3－泵轮；4－单向轮(超越离合器)；5－密封装置

$$T_P = m(R_A v_{PA}\cos\alpha - R_B v_{PB}\cos\beta) \tag{4-4-1}$$

式中 m——通过变矩器工作轮的油液在每秒中的质量流量；

α，β——分别为泵轮出口及入口处绝对速度与圆周速度间的夹角(见图 4－4－2(b))；

R_A，R_B——分别为液流中间流线在泵轮出口和涡轮出口(泵轮入口)处的作用半径(见图 4－4－2(b))。

假定通道中无液力损失且工作轮是连续排列的，则某一工作轮出口处的液流绝对速度，应等于相接的另一工作轮入口处的绝对速度。速度间的夹角和工作轮的旋转方向也应分别相同。因此，液流相对于涡轮旋转轴心在出口和入口处的动量矩的差值可用下式表达并等于作用于涡轮的转矩：

$$T_T = m(R_B v_{TB}\cos\gamma - R_A v_{PA}\cos\alpha) \tag{4-4-2}$$

式中 γ——涡轮出口处液流绝对速度与圆周速度之夹角(见图 4－4－2(b))。

流经固定不动的导轮的液流使导轮承受转矩 T_R，其方向与 T_P 一致而数值则等于：

$$T_R = m(R_B v_{PB}\cos\beta - R_B v_{TB}\cos\gamma) \tag{4-4-3}$$

将上述三式联立后可以看出，作用于液力变矩器三元件的转矩之代数和为零，即 $T_P + T_T + T_R = 0$，或有

$$T_T = -(T_P + T_R) \tag{4-4-4}$$

如果不装导轮，则可实现等式：$v_{TB} = v_{PB}$ 及 $\gamma = \beta$。这时由式(4－4－1)与式(4－4－2)可知

$$T_T = -T_P \quad 或 \quad T_P = -T_T \tag{4-4-5}$$

上式表明：由于平衡条件可以认为输入到泵轮的转矩 T_P 等于涡轮输出的转矩 T_T。即在仅有泵轮和涡轮而无导轮的情况下，这种液力装置仅能传递转矩而不能增大转矩，即仅起液力联轴节的作用，称为液力偶合器(图 4－4－3)。

固定不动的导向装置——导轮，将出自涡轮的液流导至与泵轮旋转方向相一致的方向，这有助于泵轮旋转，这样就可使驱动泵轮的外界(发动机)转矩 $T_e < T_T$，从而实现了变矩。借助

本作品为学习用 www.bzfxw.com 免费下载

于本身的特性，液力变矩器的变矩方式不仅是无级的，而且是自动的，是随其输出轴载荷的变化而自动变矩。

当泵轮轴的转速一定时，增大涡轮轴的载荷将使涡轮轴的转速减慢，这样，就会减小液流在涡轮中由于离心力引起的反向压力，从而加大液流在循环中的质量流量 m，并使速度 v_{TB} 增大、夹角 γ_T 减小。结果由式(4－4－2)可知 T_T 将增大，直至与涡轮轴所承受的载荷相平衡。相反，如果涡轮轴承受的载荷减小，则会使其转速增大，T_T 将减小，直至达到与外界给予涡轮轴的载荷平衡。

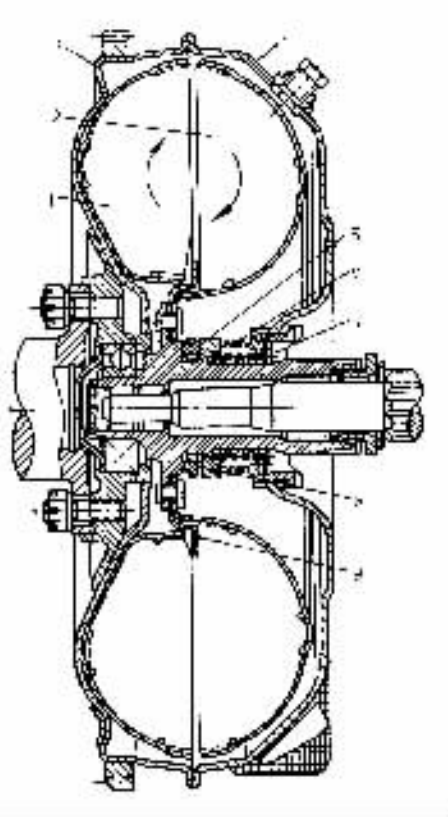


图 4－4－3　液力偶合器

1－泵轮 2－涡轮 3，4－外壳 5－密封钢环；6－密封波形套 7－弹簧 8－石墨环 9－档板

一、液力变矩器的评价参数

1. 变矩器的转速比 i

转速比为涡轮转速 n_T 与泵轮转速 n_P 之比，或角速度之比：

$$i = \frac{n_T}{n_P} = \frac{\omega_T}{\omega_P} \qquad (4-4-6)$$

2. 变矩器的变矩比 K

变矩比为涡轮输出转矩 T_T 与泵轮输入转矩 T_P 之比，即

$$K = \frac{-T_T}{T_P} \qquad (4-4-7)$$

当 $i=0$ 时的变矩比称为失速变矩比，并用 K_0 表示。

3. 变矩器主、从动轴(或泵轮、涡轮)转矩系数

转矩系数反映泵轮及涡轮的转矩与其循环圆参数、叶片两端的倾角以及转速工况等的关系。可表达为

$$\left.\begin{aligned}\lambda_P &= T_P/(\rho n_P^2 D^5)\\ \lambda_T &= T_T/(\rho n_T^2 D^5)\end{aligned}\right\} \qquad (4-4-8)$$

式中　ρ——工作油液的密度；

D——变矩器有效直径或循环圆外径(见图 4－4－2)

4. 变矩器的效率 η_T

变矩器的效率为输出功率与输入功率之比，即有：

$$\eta_T = \frac{-T_T n_T}{T_P n_P} = K_i \qquad (4-4-9)$$

二、液力变矩器的特性

1. 外特性

由实验测得，它表征当泵轮轴的转速一定时转矩 T_P，T_T 和 T_R 与转速比 i 的关系。

由于液力机械的效率 η 也与 i 有关，因此在外特性中也加进了按式(4－4－9)计算的效率曲线 $\eta_T(i)$。如图4－4－4所示，在外特性图上有两个区域。区域 A 称工作区，它对应着液力变矩器在无级变矩工况下工作。在工作区内变矩比 K 由 $i=0$ 时的 K_{max} 变至 $i_M=0.6\sim0.8$ 时的 $K=1$。区域 B 为非工作区，在此区域内由于涡轮转速的提高，改变了涡轮出口处的液流方向而使 T_R 具有负值。

液力变矩器的效率 η 是按近似于二次抛物线的曲线随 i 变化。为了比较，在外特性图上也给出了液力偶合器的效率曲线 $\eta_M(i)$。由于液力偶合器的变矩比 $K=1$，故由式(4－4－9)知 $\eta_M=i$(见图4－4－4上的虚线及其延长线)。由两种效率曲线的比较可知：在 $K>0$ 的工况范围内 $\eta_T>\eta_M$。即液力变矩器与液力偶合器相比，不仅能保证汽车有更好的牵引—车速特性，也具有更好的燃料经济性。

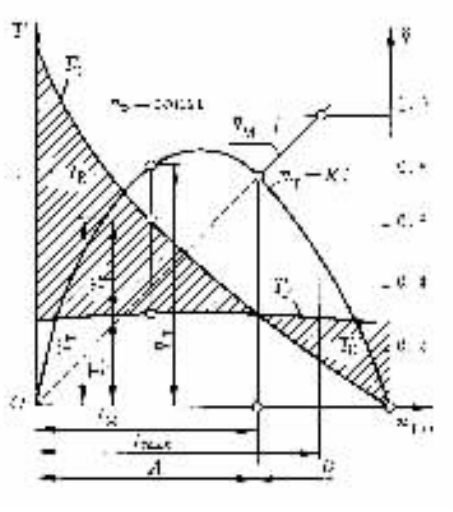


图4－4－4 液力变矩器的外特性

液力变矩器效率 η_T 的变化决定于液流在循环圆中的能量损耗，最主要的是液流在进入各工作轮时的冲击损耗，后者又决定于入口处的液流方向与叶片缘端间的夹角(冲击角)。因此，叶片形状应这样设计，即应使对应于液力变矩器工作的最高效率工况具有接近于零度的冲击角。在这种情况下，液流则会无冲击地、平稳地流经叶片，其能量损失为最小。因此，为了扩展液力变矩器外特性的工作区及提高其效率，可采取以下措施：

(1)将导轮经单向轮(超越离合器)座于变矩器壳上而不是直接固定其上(见图4－4－1及图4－4－2)。在这种结构布置下，当液力变矩器的运行工况开始进入非工作区 B 且 T_R 改变符号时，导轮便与壳体脱开并自由旋转，不再对液流有作用。自此时开始以及当 i 值继续增大时，液力变矩器则以液力偶合器的工况工作。这种液力变矩器又称为综合式液力变矩器。

前面已经提到过液力变矩器的元件数，这里再顺便说一下其“相数”及“级数”。当借助于某些机构的作用使某些元件在一定工况下改变作用，从而改变了液力变矩器的工作状态时，则这种工作状态数称为“相数”。三元件综合式液力变矩器具有变矩器和偶合器两种工作状态，故为两相。“级数”是指安置在泵轮与导轮或导轮与导轮间的涡轮数。这样安置的涡轮为一个称为“单级”；两个为“双级”；三个则称为“三级”，且这些涡轮应刚性联接以提高输出轴转矩，当为非刚性联接时，则仍称为单级。根据上述定义，则图4－4－1及图4－4－2所示的液力变矩器又可称为“单级三元件双相液力变矩器。

(2)将导轮做成两个，即由两个单独的叶轮组成，并分别座于各自的单向轮上(见图4－4－5(a))。当 i 值较小时，液流进入导轮的方向位于 α 角(见图4－4－5(b))范围内，则两个导轮均固定不动，这时两导轮的组合犹如一个大导轮，使液流急剧转向，结果在 i 值较小时可得到大的变矩比 K 和高效率 η。当 i 值升至坐标轴中间区域的某值(例如图4－4－5(c)上的 $i=i_B$)，当液流进入导轮的方向位于 β 角范围内(见图4－4－5(b))，则导轮 R_1 将在液流冲击下离开固定位置并沿方向 A 自由旋转，不再对液流起导向作用，而导轮 R_2 则继续对液流导向。但由于与两个导轮同时导向相比，一个导轮的叶片弯曲较小，故此段变矩器效率又略有提高，且 η 的极大值也移向更大一些的 i 值(见图4－4－5(c))。当 i 值继续增大至 i_M 时，第二个导

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

轮也脱开，液力变矩器转入偶合器工况工作。

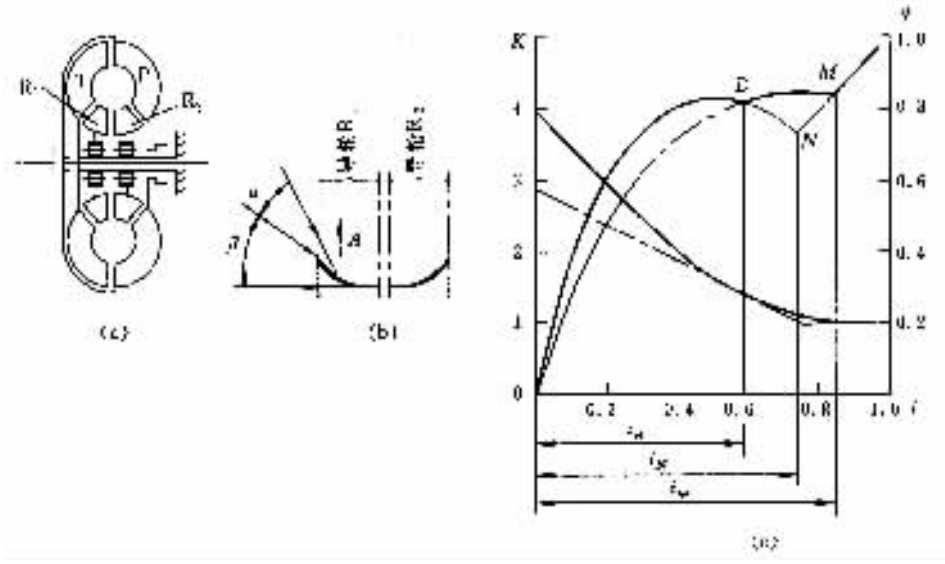


图 4－4－5　单级四元件三相液力变矩器

这种变矩器的高效率范围虽有所加宽，但其最高效率却不如单级两相的变矩器高，因毕竟两个导轮引起的损失更大，且其结构又较一个导轮的复杂，又因当代轿车行驶速度高，使用中大 i 值的持续时间长，因此单级四元件三相液力变矩器过去虽有过推广，但目前已很少采用。

(3)在泵轮与涡轮间加装摩擦离合器，且使后者在变矩器转速比 $i \geqslant i_K$(某较大转速比)的大 i 值区段接合，则由 i_K 开始变矩器效率突升为 $\eta = 1.0$(忽略变矩器内的机械损失)，如图 4－4－6 所示。

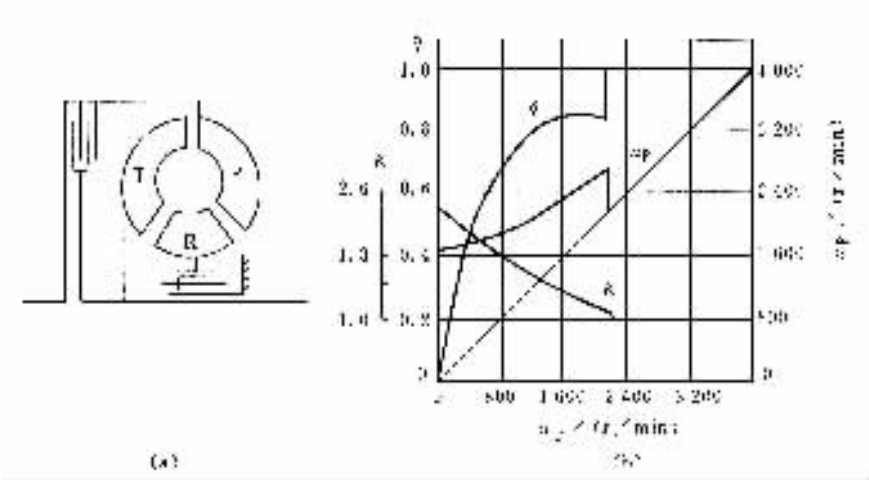


图 4－4－6　带闭锁离合器的三元件单级两相液力变矩器及其特性

2. 无因次特性

用转矩系数 λ_P、λ_T 与变矩器转速比 i 的函数关系来表征，如图 4－4－7(a)所示。它可利用式(4－4－8)并重新改写转矩特性求得。为了判断能量损失和变矩器的变矩性能，在图 4－

4－7(a)中也加进了 η 及 K 随 i 变化的关系曲线。考虑到式(4－4－8)的表达式,则变矩比 K 又可表达为

$$K=\frac{-\lambda_T}{\lambda_P}i^2 \tag{4-3-10}$$

图 4－4－7(a)给出的特性曲线与 ρ,n 和 D 的绝对值无关,且对任何尺寸的变矩器均适用,只要其工作轮的几何形状与获得该特性曲线而进行试验的变矩器的工作轮的几何形状相似即可。由式(4－4－8)可知,当 ρ、D 一定时,对应于 n_P 及相应的 T_P 可求得相应的一组 λ_P;对应于 n_T 及相应的 T_T 可求得相应的一组 λ_T,进而按式(4－4－10)求出 K,i 及 $\lambda_P(i)$、$\lambda_T(i)$、$K(i)$曲线。

3. 载荷特性

用泵轮的转矩 T_P 与其相应转速 n_P 间的关系式来表征,由式(4－4－8)知此关系式为

$$T_P=\lambda_P\rho n_P^2D^5 \tag{4-4-11}$$

液力变矩器对发动机的加载性能以液力变矩器的透过性来衡量,并用透过性系数 T 来评价。透过性表明了当泵轮转速 n_P(等于发动机转速 n_e)一定时,随着涡轮工作转速 n_T 或负荷 T_T(分别对应着汽车的行驶速度和行驶阻力)的变化,转动泵轮所需要的转矩 T_P 是如何变化的。换句话说,泵轮上的载荷随涡轮轴上的载荷或转速而改变的性能叫做液力变矩器的透过性。液力变矩器的透过性是由其结构所决定的。装用透过性液力变矩器的汽车,在其行驶阻力或车速的改变过程中,会改变在供油量调整装置不变的情况下工作着的发动机的转速,而与非透过性液力变矩器共同工作的发动机,其转速不受涡轮轴载荷或转速的影响。透过性系数 T 是这样定义的,即当 $n_P=\text{const}$ 时,相应于 $i=0$ 和 $K=1$ 这两种情况下的泵轮转矩值之比,称为透过性系数。即

$$T=\frac{T_P(i=0)}{T_P(K=1)}\qquad(\text{当 } n_P=\text{const}) \tag{4-4-12}$$

由式(4－4－11)可见,当 $n_p=\text{const}$ 时 T_P 与 λ_P 成正比,故透过性系数 T 又可写为

$$T=\frac{\lambda_P(i=0)}{\lambda_P(K=1)} \tag{4-3-13}$$

透过性系数 T 可能大于 1、等于 1 或小于 1。据此,液力变矩器分为正透过性的($T>1.2$)、非透过性的($T=1\sim1.2$)和反透过性的($T<1$)。

正透过性的液力变矩器为汽车所广泛采用(通常,轿车:$T\geqslant2$),非透过性的液力变矩器应用于在额定功率下使用的车辆(例如内燃机车等)。

透过性也可以用泵轮转矩系数 λ_P 与速比 i 的关系来表明。非透过性液力变矩器在任何速比下其泵轮转矩系数 λ_P 均保持恒定,即 $\lambda_P=\text{const}$。因此,其载荷特性曲线 $T_P(n_P)$是一条二次抛物线。这条抛物线与发动机节流阀全开或部分开启时的发动机转矩曲线 $T_e(n_e)$的交点,就是该发动机与该变矩器的共同工作点,它决定了发动机的工况或转速只要发动机节流阀的开度不变,不论外界使涡轮的负荷或转速有何变化,发动机的转速不会改变。

透过性液力变矩器的 λ_P 与 i 有关,λ_P 随 i 值的变化而变化。因此,其载荷特性可用一簇二次抛物线来表达。每条载荷特性曲线 $T_P(n_P)$都对应着某 i 值下的一个相应的 λ_P 值。图 4－4－7(b)给出了正透过性液力变矩器的载荷特性曲线及发动机的外特性曲线。区间 A 为液力变矩器的变矩工况工作区;区间 B 为液力偶合器工况区。由该图可见,液力变矩器的正透过性大大地加宽了发动机与液力变矩器共同工作工况的范围。不同速比 i 时的不同 λ_P 值所

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

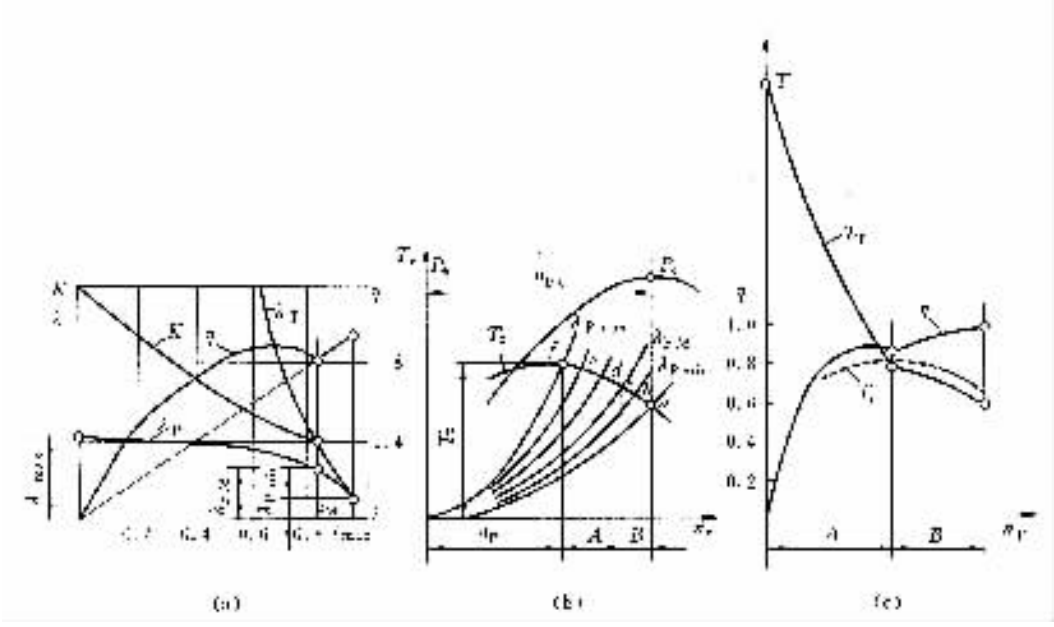


图 4－4－7　液力变矩器的特性

(a)无因次特性；(b)载荷特性；(c)输出特性

A，B－工作区间，分别对应于液力变矩器和液力偶合器工况

确定的泵轮转矩曲线簇(即载荷特性曲线簇)与发动机节流阀全开或部分开启时转矩曲线的交点，就决定了发动机的工作转速。

正透过性的液力变矩器与发动机共同工作可以利用发动机的适应能力。例如，如图 4－4－7(b)所示，在某给定条件下，汽车的发动机与液力变矩器的共同工作点为 a 点，随着行驶阻力的增加 i 开始减小，则发动机在未改变油门踏板位置的情况下仍会依次改变其与液力变矩器的共同工作点(b，c，d，g，f)从而使转矩相应地增大。

根据液力变矩器的载荷特性及与发动机共同工作工况的特点，就可以优选与之相匹配的发动机。理想的匹配应满足以下要求：

(1)变矩器失速工况(即 $i=0$)的载荷特性曲线即泵轮转矩曲线 $T_P(n_P)$应通过发动机的最大转矩点 $T_{e\,max}$；

(2)变矩器最高效率工作范围应在发动机最大功率点 $P_{e\,max}$附近。$\lambda_{P\,max}$曲线与 T_e 曲线可交于 $P_{e\,max}$时的转矩点 a(见图 4－4－7(b))，亦可交于 a 点的右侧的某一转矩点(例如逼近 $n_{e\,max}$时的转矩点)以获得更高的车速；

(3)发动机能常在最低有效燃料消耗率(比油耗)$g_{e\,min}$点附近工作。

4. 输出特性

当节流阀全开时，液力变矩器的输出转矩 T_T 与输出转速 n_T 间的关系曲线及效率 η 与转速 n_T 间的关系曲线，统称为液力变矩器的输出特性，如图 4－4－7(c)所示。它是根据液力变矩器的载荷特性与无因次特性绘制的。利用图 4－4－7(b)所示的载荷特性曲线族与发动机外特性的转矩曲线 $T_e(n_e)$的一系列交点及图 4－4－7(a)所示的无因次特性，对每一工况确定 K 及 i，再按式

$$T_T = T_e K$$

$$n_T = n_e i$$

算出 T_T 与 n_T 一一对应的两组数据，即可绘出输出特性曲线 $T_T(n_T)$。将 T_T 与 n_T 换算到汽车的驱动轮上，则可求得安装液力变矩器的汽车的牵引力－车速特性。图 4－4－7(c)所示的曲线 $T_T(n_T)$ 呈单调连续下降的特点，它反映了液力变矩器改善了汽车的牵引力－车速特性，使之接近于理想的(即等轴双曲线的)特性要求。

三、液力变矩器的结构型式

液力变矩器的效率 η、变矩比 K、透过性系数 T 等性能参数或评价指标间是相互关联、相互影响的，有些甚至是相互矛盾的。长期以来，为了提高性能指标并解决它们之间的一些矛盾，先后出现了一些具有不同结构型式和性能特点的液力变矩器，来满足汽车不同使用性能的要求，主要的结构型式有：

1. 单级三元件双相液力变矩器

图 4－4－1、图 4－4－2 为典型的轿车用单级三元件综合式液力变矩器的结构图及结构简图，图 4－4－4 为其外特性。其结构简单、工作可靠、性能稳定、效率高(可达 0.88～0.92)，失速变矩比 K_0 值多在 1.9～2.5 范围内，也有高达 2.9～3.0 的；其泵轮及涡轮的组件多用薄钢板冲压成型然后铆接或焊接而成，导轮一般采用铝合金压铸并装在单向轮上，制造工艺适于大批量生产。因此广泛用于轿车上。

图 4－4－6 给出了带闭锁离合器的单级三元件双相液力变矩器简图及其特性图。这种带闭锁离合器的结构用在后备功率较小的小轿车以及对燃料经济性要求高的大客车以及载货汽车上，使液力变矩器仅在汽车起步、加速和遇到较大阻力时应用，而在一般行驶情况下将泵轮与涡轮用接合的离合器连接在一起形成类似没有液力变矩器的直接传动，以提高传动效率。但丢掉了在经常行驶情况下所具有的变矩器特性。

2. 单级四元件三相液力变矩器

这种变矩器的结构简图如图 4－4－5(a)所示。其特性如图 4－4－5(c)所示，犹如将两个变矩器和一个偶合器的特性综合到一起。当两个导轮均工作时，与单级两相液力变矩器相比，在低转速比时有较高的效率及较大的 K 值；在较高转速比时由于第一导轮脱开，效率又略有提高。但变矩器的最高效率不如单级两相的变矩器高。

3. 多级液力变矩器

单级液力变矩器虽有较高的最高效率，但失速变矩比 K_0 较小，允许的转矩变化范围较窄，因此，它必须辅以机械变速器共同工作。为获得较宽的效率范围及大的 K_0 值，可采用多级涡轮的结构型式。图 4－4－8 为三级六元件液力变矩器的结构简图和特性图，其特点是三个涡轮与两个导轮一个隔一个地排列，涡轮及导轮的叶片均较短。采用多级是为了增大变矩比，一般多级液力变矩器的失速变矩比 K_0 达 4～5.5。但由于循环流道加长使效率降低。通常，最高效率 η_{max} 约为 0.8～0.85(其最高效率工况的转速比 $i = 0.45 \sim 0.5$)，且一般都不能在偶合器工况工作。为了提高大转速比时的效率，多与闭锁离合器联用。过去曾广泛用于大客车、重型汽车和军用车辆上，由于结构复杂、制造成本高，近年来应用范围逐渐缩小，常被单级变矩器所取代。

4. 导轮可反转的液力变矩器

导轮可反转的液力变矩器又称 SRM 型，如图 4－4－9 所示。它具有一个泵轮、两个涡轮及一个导轮，在泵轮、涡轮间装有闭锁离合器。其特点是起步时，放松制动器 B_1 同时收紧制动

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

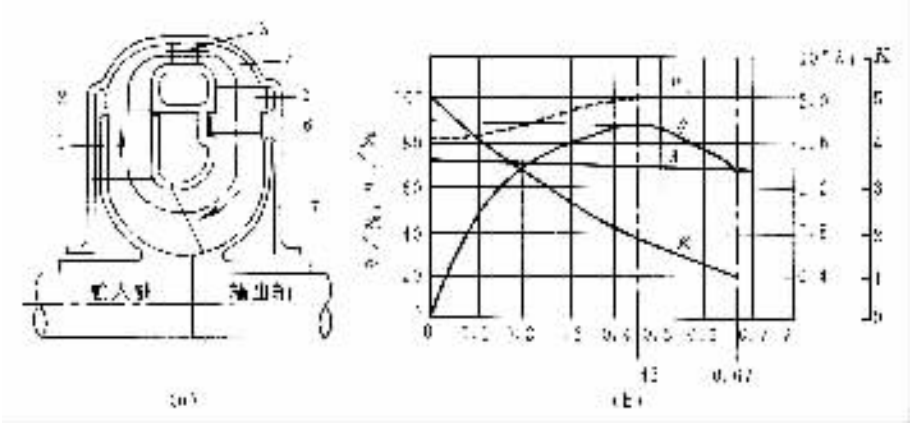


图 4－4－8　三级六元件液力变矩器的结构简图及特性图

1－泵轮；2－涡轮(1 级)；3－导轮(1 级)；4－设计流道；

5－涡轮(2 级)；6－导轮(2 级)；7－涡轮(3 级)

器 B_2，则涡轮输出轴的旋转经环形齿轮、行星齿轮(行星架被制动不能旋转)、太阳轮传给导轮，使之与泵轮反方向旋转。这时，导轮的转矩经过行星轮系统与输出轴汇合，即液力变矩器的输入功率，经泵轮后分为两路——一路经涡轮、另一路经导轮通过行星机构传至输出轴，故又称为内分流式液力变矩器。起步后即转速比为 $i(\neq 0)$ 时，B_1 制动、B_2 松开，使导轮固定不动，则转入一般液力变矩器工况工作。这种结构的 K。值可达 10 左右。下面分析一下 K_0 增大的原因。设 T_T 为涡轮 T_1 与 T_2 的总转矩；T_R 为导轮转矩；T_2 为输出轴转矩；α 为环形轮齿数与太阳轮齿数之比；η_x 为行星机构传动效率，则在起步时有

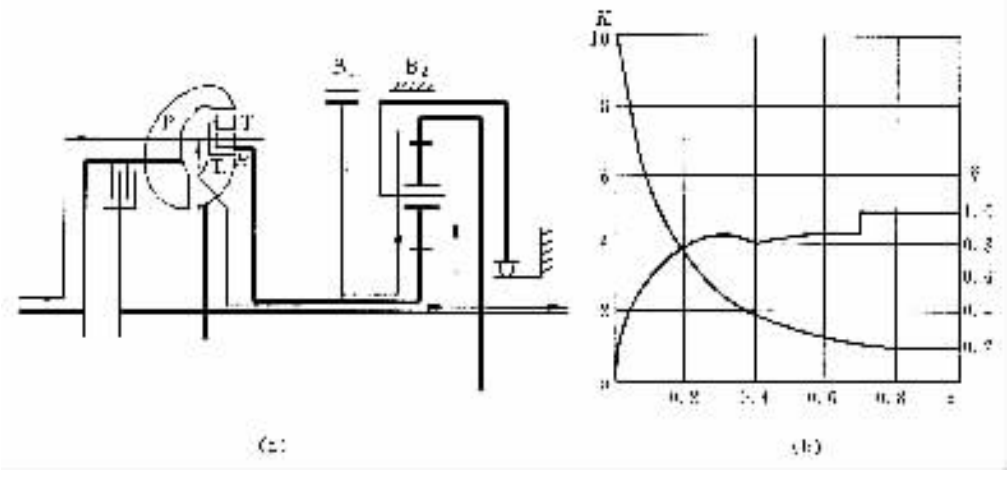


图 4－4－9　导轮可反转的液力变矩器

$$T_2 = T_T + (-T_R)\alpha\eta_x$$

由式(4－4－7)　$$-T_T = KT_P$$

由式(4－4－4)　$$T_R = -(T_T + T_P) = T_P(K-1)$$

则有　$$T_2 = -KT_P - T_P(K-1)\alpha\eta_x$$

故导轮反转时，液力变矩器及行星机构的总失速变矩比 K_0 为

$$K_0 = -\frac{T_2}{T_P} = K'_0 + (K'_0 - 1)\alpha\eta_x \tag{4-4-14}$$

式中 K'_0 为液力变矩器本身的失速变矩比。

因此，适当地选择 K'_0 及 α 即可得到大的 K_0 值。

5. 液力、机械分流传动

液力变矩器与行星齿轮机构通常多为串联联接，即液力变矩器的输出轴与行星机构的输入轴相联，而这里则是并联联接，如图 4-4-10(a)所示。这时发动机功率分两部分，一部分进入液力变矩器以获得无级变矩后再通向行星机构，另一部分则直接通向行星机构，两部分在行星机构汇合后输出。故称为液力、机械分流传动，又称为外分流式液力机械变矩器或双路线传动。由于发动机的部分功率不经液力变矩器传递，而后者的传动损失又较大，故液力、机械分流传动与传递全部功率的液力变矩器相比有较高的传动效率，其液力变矩器的尺寸和质量也比传递全功率的要小。

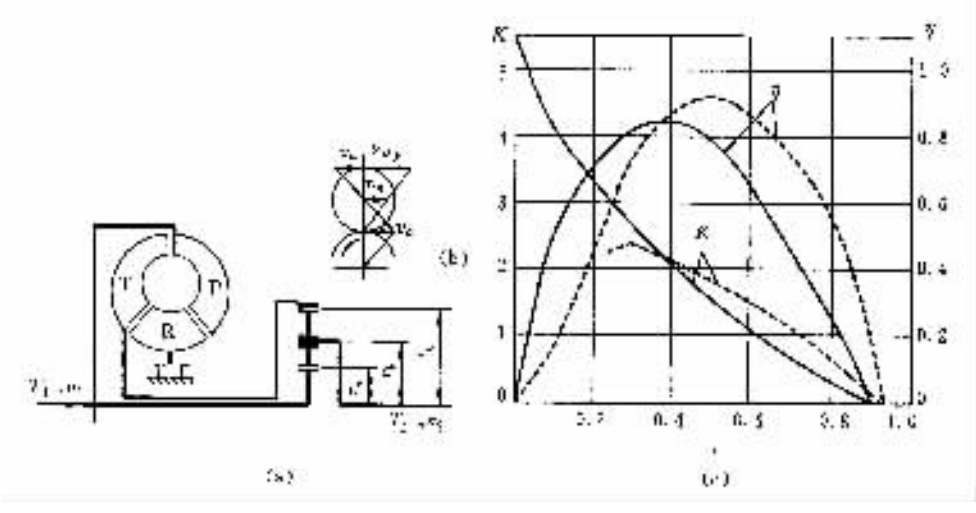


图 4-4-10 液力、机械分流传动

(a)结构简图；(b)行星机构的切线速度；

(c)无因次特性(实线为液力变矩器本身的；虚线为液力-机械分流传动的)

不难证明，液力、机械分流传动的变矩比 K'、转速比 i'、效率 η' 与传递全部功率的液力变矩器的相应参数 K、i、η 之间有下列关系：

$$K' = 2r_k/(r_b/K + r_a) = (r_b + r_a)K/(r_b + r_a K)$$

$$i' = (r_b n_T/n_P + r_a)/(r_a + r_b) = (r_b i + r_a)/(r_a + r_b)$$

或

$$\left.\begin{aligned} K' &= (z_b + z_a)K/(z_0 + Kz_a) \\ i' &= (z_b i + z_a)/(z_b + z_a) \\ \eta' &= K' i' \end{aligned}\right\} \tag{4-3-15}$$

式中 r_a，r_b，r_k 见图 4-4-10；z^a，z^b 分别为太阳轮和环形轮的齿数。

图 4-4-10(c)给出了液力变矩器和液力、机械分流传动的无因次特性曲线。由该图可见，液力、机械分流传动可使效率提高 4%～6%，且使 η_{max} 点右移(移向较大的转速比 i)，也使

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

K 值在大转速比区段有所提高。

液力、机械分流传动的功率分配方案如图 4－4－11 所示有多种，主要目的在提高其传动效率及改变变矩器的特性以适应不同要求。

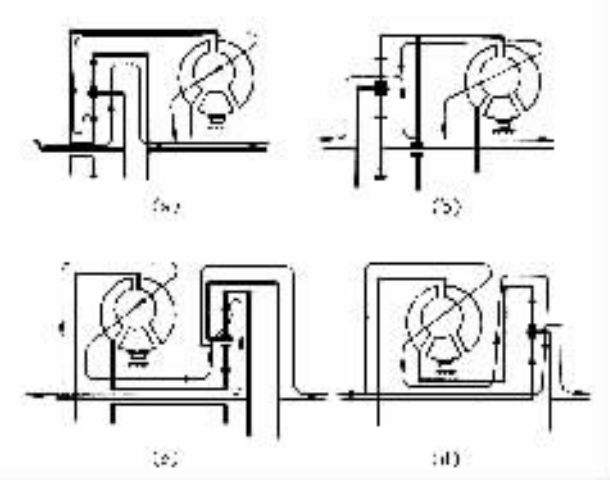


图 4－4－11　液力、机械分流方案简图

(a)，(b)前置行星机构式；(c)，(d)后置行星机构式

四、液力变矩器的结构型式与特性参数的选择和基本尺寸的确定

液力变矩器的结构型式及其特性参数是根据汽车与发动机的类型及使用要求进行选择的，同时也应考虑在保证性能的条件下力求结构简单、制造容易、成本低等因素。

影响特性参数的关键是叶片系统的设计。要创建具有理想特性的叶片系统需要进行大量而复杂的设计计算和实验工作。因此，在液力变矩器的设计实践中，工作轮液流通道部分的参数值，通常是通过测绘并验算相似的已有产品(样机)的相应参数来确定的。作为样机，应选择具有类似使用要求且性能优异并在生产中和使用中经过严格考验的产品，

在设计中可参考其液流通道部分的角度数据、相对的线性尺寸和外特性(见图 4－4－12)，以及根据后者绘出的无因次特性及载荷特性曲线。

在设计中，对于装用柴油机的汽车，建议选用透过性系数 $T = 1.25 \sim 2.0$ 的较低透过性的综合式液力变矩器，其足够高的变矩性能将补偿柴油机较低的转矩适应系数($\alpha = 1.05 \sim 1.25$)；对于汽油机汽车，其发动机的转矩适应系数 $\alpha = 1.25 \sim 1.35$，则宜于选用高透过性($T = 1.9 \sim 2.2$)的综合式液力变矩器。汽车用液力变矩器的结构型式及性能参数如表 4－4－1 所示，供设计中选用时参考。

由图 4－4－12 可见，循环圆的尺寸决定于其外径(有效直径) D，后者可按下式求出：

$$D = \sqrt[3]{T_{Pj} / (\rho \lambda_{Pj} n_{Pj}^2)} \tag{4-4-16}$$

式中有关参数的下标“j”，表示该参数为计算工况下的参数。选择计算工况下的这些参数是一项复杂的工作，需要综合考虑和协调。根据经验，建议将汽车的起步工况作为液力变矩器与发动机共同工作的计算工况较宜。这样，上式中的参数可分别取为：

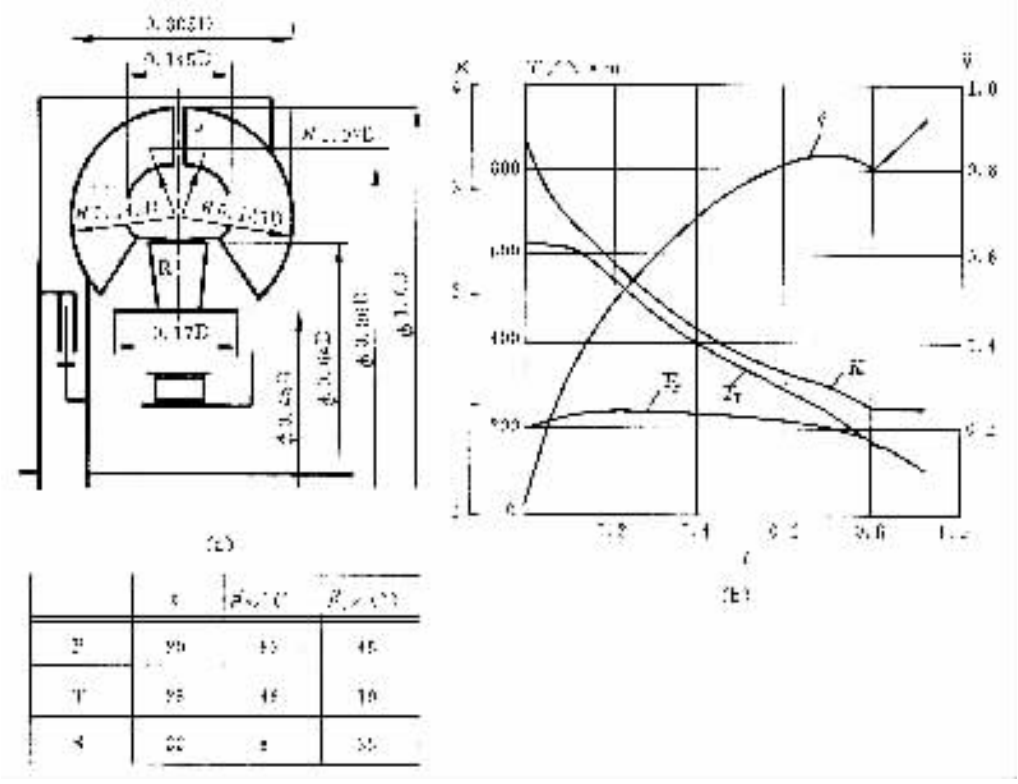


图 4－4－12 某汽车液力变矩器循环圆的相对尺寸及外特性

(a)循环圆的相对尺寸；(b)外特性

D－外径(有效直径)；z－叶片数；

β_1，β_2－叶轮入口及出口处的叶片刃口倾角

表 4－4－1 汽车用液力变矩器的结构型式及性能参数

结构型式 / 参数	单级三元件双相型(图 4－4－1)	单级四元件三相型(图 4－4－5)	双级四元件型(SRM 型)(图 4－4－9)	三级六元件型(图 4－4－8)	单级三元件离心涡轮型
K_0	1.9～2.5～3.0	2.5～4.0	3～5 导轮反转时可达 10	4～6	3.1～4.5
η_{max}	0.88～0.92	0.85～0.90	0.82～0.85	0.82～0.85	0.82～0.87

T_{Pj}——计算转矩，根据发动机的外特性，取对应于 n_{Pj}的发动机转矩，参见图 4－4－7(b)；

λ_{Pj}——计算工况下的泵轮转矩系数，由选定的液力变矩器样机的无因次工况取 $\lambda_{Pj}=\lambda_{P\,max}$，参见图 4－4－7(b)；

n_{Pj}——泵轮的计算转速，对轿车取 $n_{Pj}=(0.3\sim0.45)\,n_{Pe}$；对装用汽油机的货车和城市公共汽车取 $n_{Pj}=(0.5\sim0.75)\,n_{Pe}$，装用柴油机时取，$n_{Pj}=(0.75\sim0.85)\,n_{pe}$；

n_{Pe}——发动机最大功率转速。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

应指出，只有在确定并绘出汽车的动力性与经济性特性曲线以后，才能正确地选择液力变矩器参数并确定其有效直径。

由上述确定液力变矩器有效直径的方法可知，不同发动机因特性不同，应配以不同直径的液力变矩器。这对液力变矩器的系列化和生产、使用均带来极大不便。为使现有尺寸的液力变矩器能与给定的发动机相匹配，简单的办法是在发动机与变矩器之间安装中间传动（升速或减速）以调节泵轮的输入转速。

液力变矩器在系列化生产中，有时采用不改变循环圆尺寸而改变泵轮和导轮叶片安装角的办法，来改变 λ_{PM} 的计算值，以达到与发动机合理匹配的目的。λ_{PM} 为开始偶合器工况时的 λ_P 值（见图 4－4－7(a)，(b)）。

五、液力变矩器的补偿压力与冷却系统

油液的补偿与冷却是保证液力变矩器长时间正常工作的必要条件。因为油液可能会渗漏，也应使油压始终高于油液的饱和蒸气压。

通常，在变矩器泵轮叶片前段背面处的压力最低，可能产生汽蚀而导致效率降低、传递的功率减少，严重时还伴有明显的敲击噪声。为防止汽蚀，通常使变矩器内保持 30～100MPa 的补偿压力，并由泵轮与导轮的衔接处引入，泵轮转速高及变矩器有效直径 D 值大时取上述补偿压力范围的大值。

液力变矩器工作时的能量损失会产生很大的热量，其值与变矩器传递功率的大小及效率有关。为保持油液的温度 $t \leqslant 70 \sim 110℃$，应进行冷却。一般是将变矩器与行星齿轮机械变速器的油路接通，且多采用水冷。液力变矩器的油液由涡轮出口处引出。图 4－4－13 给出了液力变矩器补偿压力及冷却系统的油路图。

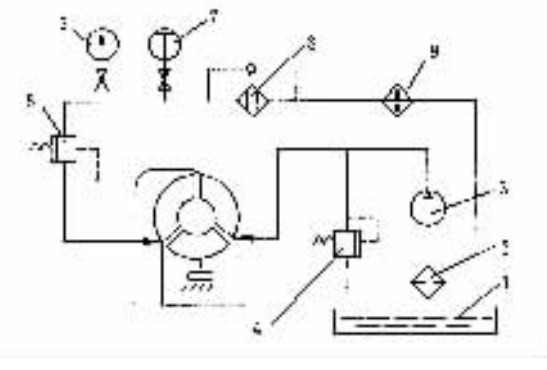


图 4－4－13　液力变矩器补偿压力与冷却系统的油路图

1－油箱；2－粗滤器；3－油泵；4－安全阀；5－背压阀；6－压力表；7－油温表；8－精滤器；9－冷却器

第二节　液力机械传动

汽车上装用液力变矩器时需要一个辅助的机械变速器来扩大传动比范围并得到倒档和空档，以及使液力变矩器在高效率工况下工作。这种由液力变矩器和辅助的机械变速器组成的汽车传动系称为液力机械传动。这种传动机构又可根据换档机构的动作过程分为自动的和半自动的。自动换档指辅助机械变速器的档位变换由反映发动机负荷和车速的信号系统来控制换档操纵系统的执行机构，而半自动换档则指某些档位的变换是自动的，而另一些是由司机控制换档操纵系统的执行机构，且多有液力或气力助力。

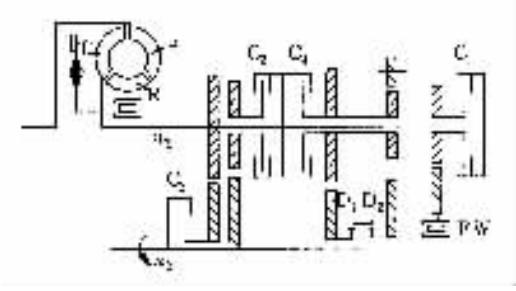


图 4－4－14 具有四档两轴式变速器的液力机械传动

操控	各作用能元件					
1	C_1					FW
2		C_2				
3			C_3			
4				C_4	D_1	
倒车				C_4		D_2

辅助机械变速器有固定轴线(两轴或三轴)式的,但多为行星齿轮式的。

固定轴线式辅助机械变速器的各档多由液压操纵的湿式多片摩擦离合器控制,齿轮均为外啮合斜齿轮。这种结构的传动效率高,制造工艺性好,各档的传动比较容易调整,但其尺寸、重量均较行星齿轮变速器为大。图 4－4－14 为日本本田公司的装有四档两轴式变速器的液力机械传动简图,图中:C_1,C_2,C_3,C_4 为离合器;D_1,D_2 为接合套;FW(free wheeling)为单向轮。

行星齿轮变速器(图 4－4－15)结构紧凑、重量轻;能以较小空间传递较大功率;可用较少的行星排数获得需要的档位数;可利用行星排不同的连接方法凑出较理想的传动比;行星机构的每个轮齿受力较小,其模数仅是固定轴线式变速器的 1/3～1/2;行星机构上的径向力相互平衡使轴不受径向载荷而仅传递转矩;工作噪声低,寿命长;可用摩擦离合器和带式制动器控制行星机构的构件以达到变速的目的,并便于实现换档自动化,也使换档时能流不会切断,因而无固定轴线式变速器的换档功率损失。由于上述一系列的优点,因此行星齿轮变速器在汽车液力机械传动中得到了最广泛的应用。但行星传动的结构及制造工艺较复杂,成本高。图 4－4－16 是俄国 3ИЛ－4104 汽车的具有三档行星齿轮变速器的液力机械传动简图及其无因次特性图。

一、行星齿轮变速器的行星机构

1. 简单的行星机构

行星齿轮变速器是由几排简单的行星机构组合而成,后者又称为行星排。行星排的组合是一个专门的研究领域,它要在多种组合方案中找出以较少的行星排数获得必须的档位数,且要结构简单、传动效率高。

简单的行星机构是由太阳轮、行星轮、行星架及环齿轮组成。多为单行星也有双行星结构(图 4－4－17)。将太阳轮、环齿轮与行星架三构件中的任一构件制动,则构成减速或升速或逆转机构;如将其中两构件相连结则形成一体转动;如让三构件同时回转则成为差速机构,用来合成或分解回转运动。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

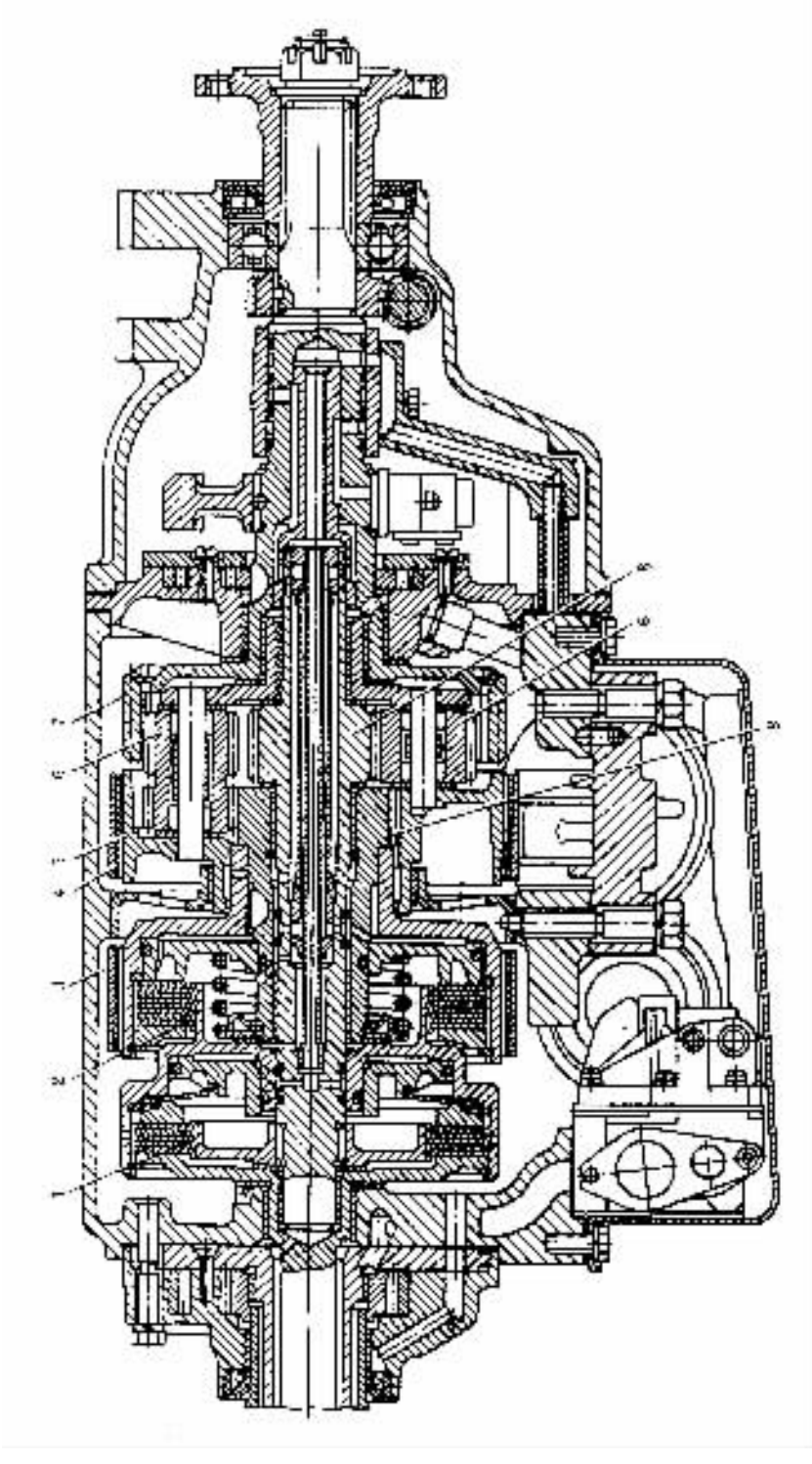


图 4－4－15　汽车行星齿轮变速器

1,2－多片离合器 3,4－带式制动器 5－行星架 6－行星轮 7－环齿轮 8－太阳轮

在行星传动的各构件中，凡是轴线与定轴线重合且承受外力矩的构件（例如太阳轮、环齿

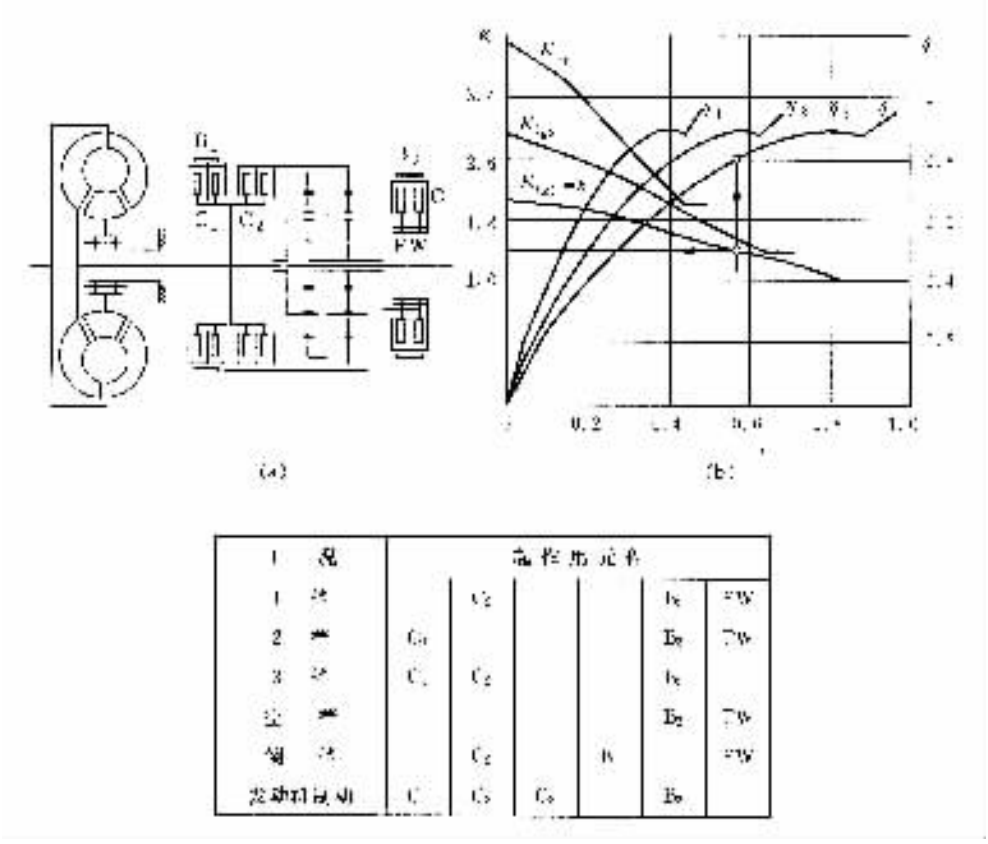


图 4－4－16 具有三档行星齿轮变速器的液力机械传动简图及其无因次特性图

C－摩擦离合器；B－带式制动器；FW－单向轮

轮、行星架）均称为基本构件。各型行星齿轮传动的名称，一般都由其组成的基本构件命名。图 4－4－18 给出的是由三个基本构件即两个中心轮（太阳轮、环齿轮，以 2K 表示）及一个行星架（以 h 表示）组成的 2K－h 型行星机构简图。由于它能以较小的结构尺寸获得大的传动比，因此作为组合行星齿轮变速器的行星排，2K－h 型行星机构得到了最广泛的应用。

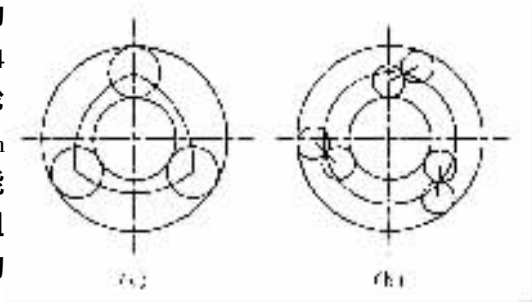


图 4－4－17 单行星与双行星结构

(a)单行星结构；(b)双行星结构

对行星传动要进行运动学分析及受力计算。在运动学分析中要确定传动比、构件间的相对速度等；在力的计算中要确定齿轮啮合的名义圆周力、行星轮轴承上的力、制动器和离合器上的力矩以及行星机构的传动效率等。

单排单行星结构的动力学分析是分析复杂行星轮系的基础，有图解法和分析法。图解法是以绘制行星排构件的速度图为基础，对研究行星传动机构简图较方便（见图 4－4－19），但在确定传动比时只能得出近似的结果。在分析法中，当行星架制动，则单排单行星结构的传动

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

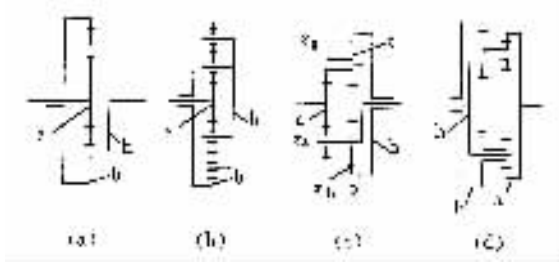


图 4－4－18　2K－h 型行星排的结构简图

(a)单排单行星结构；(b)单排双行星结构；(c)，(d)行星轮为双齿圈的双排结构

比 i_{ab}^{h} 与太阳轮及环齿轮的角速度有关。这时可看作是对行星架亦未制动的整个行星排附加一个与行星架角速度 ω_h 的大小相等而方向相反的角速度 $-\omega_h$，这对构件的相对速度无影响，使行星排变为定轴式转动，则得

$$i_{ab}^{h}=(\omega_a-\omega_h)/(\omega_b-\omega_h)=(n_a-n_h)/(n_b-n_h)=-z_b/z_a=-\alpha \tag{4-4-17}$$

式中　n_a，n_b，n_h——分别为太阳轮、环齿轮、行星架的转速；

z_a，z_b——分别为太阳轮和环齿轮的齿数；

α——行星排结构参数，$\alpha=z_b/z_a$，一般取 $4/3\leqslant\alpha\leqslant4$。

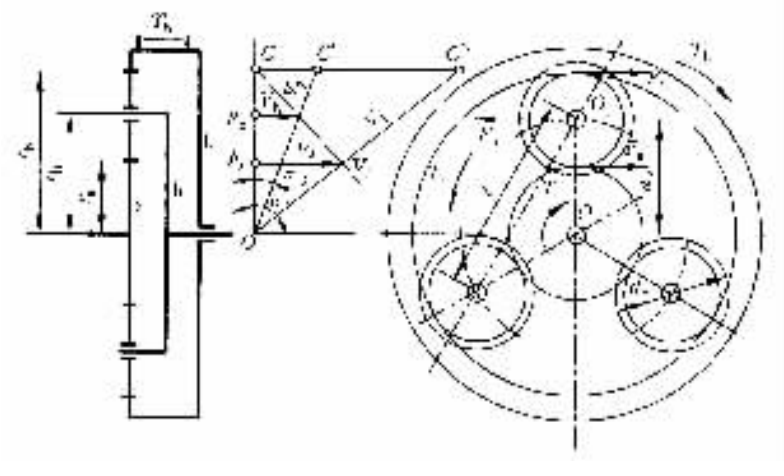


图 4－4－19　行星排的分析、计算用简图

由式(4－4－17)可得单排单行星结构的转速特性方程为

$$n_a\alpha n_b-(1+\alpha)n_h=0 \tag{4-4-18}$$

或表达为

$$z_a n_a+z_b n_b=(z_a+z_b)n_b \tag{4-4-19}$$

对于单排双行星结构，由于 n_a 与 n_b 的旋转方向一致，故有

$$(n_a-n_h)/(n_b-n_h)=z_b/z_a=\alpha \tag{4-4-20}$$

由式(4－4－20)可得单排双行星结构的转速特性方程：

$$n_a-\alpha n_b-(1-\alpha)n_h=0 \tag{4-4-21}$$

或表达为

$$z_a n_a - z_b n_b = (z_a - z_b) n_h \tag{4-4-22}$$

显然，式(4－4－18)和式(4－4－21)均为三元一次齐次方程，三个未知数清晰地表明了单排行星机构具有两个自由度。将三构件中的任一构件制动则变为一个自由度的机构。

在行星传动中，应防止行星轮的转速 n_c 过高，以免引起其轴承早期损坏。从行星轮与太阳轮在啮合处的速度分析可知：

$$n_c r_c = -(n_a - n_h) r_a$$

$$n_c = -(n_a - n_h) r_a / r_c = (n_h - n_a) \frac{2}{\alpha - 1} \tag{4-4-23}$$

从行星轮与环齿轮在啮合处的速度分析知：

$$n_c r_c = (n_b - n_h) r_b$$

$$n_c = (n_b - n_h) r_b / r_c = (n_b - n_h) \frac{2\alpha}{\alpha - 1} \tag{4-4-24}$$

式中 r_c，n_c——分别为行星轮的分度圆半径及转速。

当三构件中的一构件制动时，则简单行星机构的传动比 i 及传动效率 η 分别见表 4－4－2 及表 4－4－3。不难求出计算简单行星机构传动比的一般公式：

表 4－4－2 简单行星机构的传动比 i

构件作用			传动比 i		
主动件	从动件	固定件	符号	单行星结构	双行星结构
环齿轮	行星架	太阳轮	i_{bh}^{a}	$1+\frac{1}{\alpha}$	$1-\frac{1}{\alpha}$
太阳轮	环齿轮	行星架	i_{ab}^{h}	$-\alpha$	α
行星架	太阳轮	环齿轮	i_{ha}^{b}	$1/(1+\alpha)$	$1/(1-\alpha)$
太阳轮	行星架	环齿轮	i_{ah}^{b}	$1+\alpha$	$1-\alpha$

表 4－4－3 单排单行星结构的传动效率 η

主动件	从动件	固定件	传动效率 η
环齿轮	太阳轮	行星架	η_0
环齿轮	行星架	太阳轮	$(\alpha+\eta_0)/(1+\alpha)$
行星架	太阳轮	环齿轮	$\eta_0(1+\alpha)/(\alpha+\eta_0)$
行星架	环齿轮	太阳轮	$\eta_0(1+\alpha)/(\alpha\eta_0+1)$
太阳轮	行星架	环齿轮	$(\alpha\eta_0+1)/(1+\alpha)$

$$\left.\begin{aligned} i_{ab}^{h} &= 1 - i_{ah}^{b} \\ i_{ba}^{h} &= 1 - i_{bh}^{a} \\ i_{ha}^{b} &= 1/i_{ah}^{b} \\ i_{hb}^{a} &= 1/i_{bh}^{a} \end{aligned}\right\} \tag{4-4-75}$$

行星轮数由强度计算确定，常用 3 个或 4 个行星轮，亦有 6 个的。为使全部行星轮能正常

机械分享网www.jixie.com免费下载

啮合并等距布置，必须满足下列关系式，即满足行星机构的安装条件：

对单排单行星结构：

$$\frac{z_a + z_b}{N} = \text{整数} \tag{4-4-26}$$

对单排双行星结构：

$$\frac{z_b - z_a}{N} = \text{整数} \tag{4-4-27}$$

式中　N——行星轮的个数。

对具有长、短行星轮并与两个太阳轮相啮合的行星轮系（拉威挪行星机构，见图 4-4-20(b)）：

$$\frac{z_a + z'_a}{N} = \text{整数} \tag{4-4-28}$$

式中　z_a，z_a'——两个太阳轮的齿数。

对单排单行星结构还应有另一齿数选择条件亦为同心条件：

$$z_b - z_a = 2z_c \tag{4-4-29}$$

即环齿轮与太阳轮之齿数差值应为行星轮齿数之两倍，或 z_a 与 z_b 应同为奇数或同为偶数。

行星轮的相邻条件要求行星轮之间要有足够的间隙，一般至少应大于 1～2mm。

对多排行星机构的受力计算应以单排为基础，图 4-4-19 也给出了单排行星机构的受力关系。由该图可见，如果不计摩擦损失，三构件行星机构外转矩的平衡条件是

$$T_a + T_b - T_h = 0 \tag{4-4-30}$$

式中　T_a，T_b，T_h——分别为作用在太阳轮、环齿轮及行星架上的外转矩。

外转矩的方向与相应构件承受的内力 F_a，F_b，F_h 的方向相反（见图 4-4-19），而 F_h 在单排机构中是行星齿轮啮合圆周力的合力，即

$$F_h = F_a + F_b \qquad F_a = F_b \qquad F_a = \frac{T_a}{r_a N}$$

式中　N——行星齿轮数目。

若 α 为传动比（$\alpha = z_b/z_a$），则

$$T_b = \alpha T_a \qquad T_h = (1 + \alpha) T_a$$

在行星传动中，行星轮的支承也承受着离心力的作用。特别是当行星架的角速度 $\omega b_{很}$ 高时，该离心力对行星轮轴承的作用甚至会超过啮合力对轴承的影响。该离心力为

$$F_y = m_c \omega_h^2 r_h$$

式中　m_c——行星轮的质量。

如果考虑到损失，则 T_b 又可表示为

$$T_b = \alpha T_a \eta_0$$

故

$$T_a = T_b/(\alpha\eta_0)$$

将以上两式代入式（4-4-30），得

$$T_a = \alpha T_a \eta_0 - T_h = 0$$

或

$$T_a = T_h/(1 + \alpha\eta_0) = T_b/(\alpha\eta_0)$$

当制动环齿轮时，则行星机构的力传动比 i_F 为

$$i_F = T_h / T_a = 1 + \alpha\eta_0$$

行星机构的运动学传动比 i_ω 可由式(4-4-17)并令 $\omega_b = 0$ 时求得：

$$i_\omega = \omega_a / \omega_h = (1 + \alpha)$$

因此，当以外转矩 T_B 制动环齿轮时，单排单行星结构的传动效率 η 为：

$$\eta = \frac{i_F}{i_\omega} = (1 + \alpha\eta_0)/(1 + \alpha) \tag{4-4-31}$$

当行星架固定时，行星排的传动效率 η_0 主要由齿轮的啮合损失决定：

$$\eta_0 = \eta_a \eta_b \tag{4-4-32}$$

式中 η_a，η_b——分别为外啮合的太阳轮和内啮合的环齿轮的传动效率，可分别取 $\eta_a = 0.98$，$\eta_b = 0.99$。此处忽略了行星轮轴承的摩擦损失，液力损失及其他损失等。

2. 关于行星机构的自由度

在单排行星机构中，三个构件的角速度 ω_a，ω_b 和 ω_h，只能自由地选择其中二个，第三个也就确定了，因此单排行星机构的自由度为 2。若其中一构件的角速度为 0(固定)，则成为自由度为 1 的机构。

显然，由 p 个简单行星排组成的行星机构的自由度为 $2p$。若连接其中的两构件则使构件总数减 1，自由度数也减 1。因此，p 排行星机构的自由度 w 可由下式表达：

$$w = 2p - l \tag{4-4-33}$$

式中 l——多排行星机构的辅助构件数。不传递外转矩而仅连接两个啮合元件或离合器的构件为辅助构件。

行星机构是平面机构，其各构件只作平面运动。而一个不受任何约束的作平面运动的构件有 3 个自由度。故若有 n 个活动构件的平面机构，当其各活动构件在完全不受约束的情况下，其自动度为 $3n$。现若用运动副将各构件联接起来，则机构的自由度必将减少。平面机构中的运动副只能是转动副、移动副(低副)和平面高副。低副的两构件作面接触，将减去 2 个自由度；高副靠线或点接触而获得两构件所需的相对运动，例如齿面啮合便是，高副将引入一个约束。因此，当行星机构(平面机构)有竹个活动构件，连接各构件的低副有 p_L 个，高副有 p_h 个，则机构的自由度可表达为

$$w = 3n - 2p_L - p_h \tag{4-4-34}$$

例如单排单行星机构有活动构件 $n = 4$ 个；低副(转动副) $p_L = 4$；高副(齿轮啮合) $p_h = 2$，代入上式得单排行星机构的自由度为

$$w = 3n - 2p_L - p_h = 3 \times 4 - 2 \times 4 - 2 = 2$$

自由度越多，在同样行星排时可实现的档位数也越多、结构也越紧凑。要实现一个档(获得确定的传动比)必须使行星机构只有一个自由度，故自由度增多会使每次换档的操纵锁止数也增多，导致控制系统复杂。因此选择时要综合考虑。

行星齿轮变速器可按自由度分类，分为二自由度、三自由度、四自由度和多自由度的。每次操纵一个换档执行元件而得到一个档的是二自由度行星齿轮变速器，其操纵简单，但当档位多时使结构复杂。为追求良好的燃料经济性，行星齿轮变速器亦向多档发展，而二自由度行星齿轮变速器不易满足多档要求，故采用者日益减少。每次操纵两个换档执行元件而得到一个档的是三自由度行星齿轮变速器，它是目前常用型式。由于三自由度行星齿轮变速器可在前进各档保持一个换档执行元件不动，故其操纵实际上与二自由度的相似。四自由度行星齿轮

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

变速器要实现一个排档需要同时操纵三个换档执行元件，故仅宜用于 8 档及以上的传动中。

3. 行星齿轮变速器的行星机构型式

轿车液力机械传动的行星齿轮变速器的行星机构，有以下三种基本结构型式：

(1)辛普森(Simpson)式行星机构

如图 4－4－20(a)所示，辛普森式行星机构由齿轮参数完全相同的两个简单行星排组成，其中两个太阳轮相连，后行星排的环齿轮与前行星排的行星架相接。换档执行元件有四个：两个离合器和两个制动器。有三个前进档及一个倒档。每接一个档需要两个执行元件工作，因此为三自由度的行星机构。具有传动效率高、构件的转速较低、内部无功率循环、由环齿轮输入动力对强度有利等优点。多为三档行星齿轮变速器所采用。

(2)拉威挪(Ravigneavx)式行星机构

如图 4－4－20(b)所示，拉威挪式行星机构实际上是由一个单行星结构和一个双行星结构组合而成的复合式行星机构，其长、短行星轮分别与不同的太阳轮相啮合，齿轮参数不同，前、后行星轮共架，省掉一个环齿轮。其结构紧凑、轴向尺寸短，构件数量少、转速较低。根据换档执行元件数的不同，它可有二、三、四个前进档和一个倒档。与辛普森式比较，其结构较复杂，传动效率略低。但轿车的液力机械变速器也有不少采用这种行星机构方案。

(3)CR—CR 式行星机构

如图 4－4－20(c)所示，CR－CR 式行星机构是由两个单行星排组成，且其前、后排的环齿轮分别与另一排的行星架相连。具有传动效率高、构件转速较低及可得到大传动比的特点。

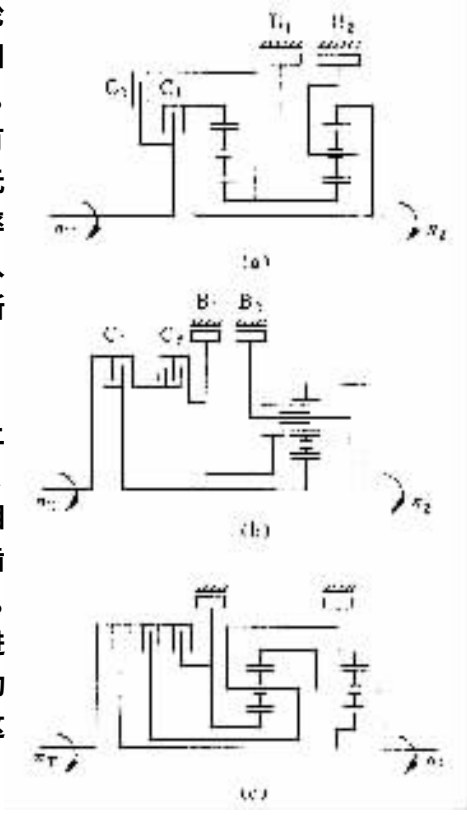


图 4－4－20　轿车行星齿轮变速器行星机构的基本型式

(a)辛普森式(b)拉威挪式(c)CR－CR 式

二、液力机械传动实例

下面给出一些汽车液力机械传动的典型实例供参考。

1. 具有两个前进档的液力机械传动

图 4－4－21(a)是红旗牌轿车 CA770，CA771 和 CA773 装用的四元件综合式液力变矩器和具有两个前进档的行星齿轮变速器。当制动带 B_1 接合而其余松开时为低档，转矩由第一轴分别经前行星排的环齿轮和后行星排的太阳轮带动后行星排的环齿轮而传到第二轴；当离合器 C 接合而其余松开时为直接档，这时两排行星齿轮锁成一体，共同旋转；当制动带 B_2 接合而其余松开时为倒档，此时行星架不转，转矩从后排太阳轮经行星齿轮使后排环齿轮和第二轴反转。当三个换档操纵元件都松开时为空档。图 4－4－21(b)是日本丰田两档トョダライド自动变速器的结构简图，其行星排采用了拉威挪式行星机构。各档的操纵及传动比见图下的附表。

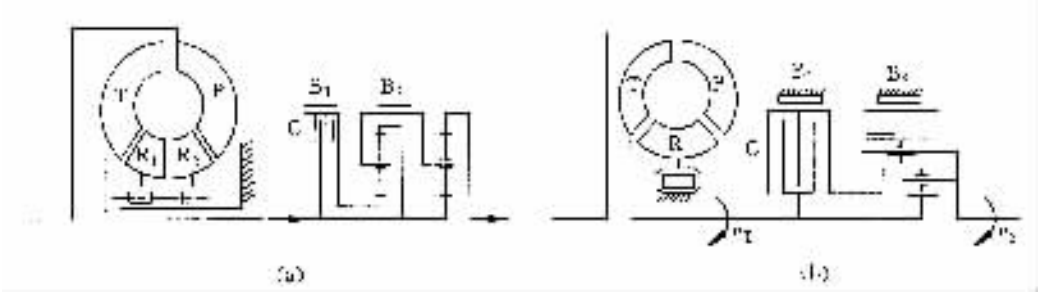


图 4－4－21 二档自动变速器

挡位	起作用元件			传动比 n_1/n_2
1		B_1		1.79
2	C_1			1
倒			B_2	2.39

挡位	起作用元件			传动比 n_1/n_2
1		B_1		$i_1=1+(\alpha_1/\alpha_2)$
2	C_1			$i_2=1$
倒			B_2	$i_R=1+\alpha_1$

2. 具有三个前进档的液力机械传动

图 4－4－22(a)是美国通用汽车公司(GM)的横置发动机前轮驱动汽车用的 THM125C 型三档自动变速器的结构简图。其闭锁离合器接合后可直接将涡轮与发动机曲轴连接起来，而由涡轮输出的功率则经链条传动传给行星齿轮变速器。后者采用了辛普森式行星机构，由两组片式摩擦离合器 C_1、C_2 和两个带式制动器 B_1、B_2 操纵。单向轮 FW 在挂Ⅰ档驱动时起作用，制动器 B_2 在挂Ⅰ档且采用发动机制动时起作用。主减速器为单排行星机构并与自动变速器同轴。

图 4－4－22(b)是日本日产公司的 3N71B 型三档自动变速器的结构简图(我国红旗牌轿车 CA774 也采用了这种型式)。它也采用了辛普森式行星机构。两组离合器 C_1、C_2 和两个制动器 B_1、B_2 以及单向轮 FW 在换档时分别以两个为一组起作用，Ⅰ档并采用发动机制动时还要有 B_2 起作用。

图 4－4－22(c)为日本三菱公司的横置发动机前轮驱动汽车用的 KM170 型三档自动变速器的结构简图，其变速部分采用了拉威挪式行星机构。

3. 具有四个前进档的液力机械传动

考虑到有利于燃料经济性，增加档位数已成为汽车自动变速器的发展趋势，且四档自动变速器已成为轿车传动的主流。

四档及以上的自动变速器的行星机构方案有多种，其中美国 GM 公司的阿里森(Allison) AT540 型自动变速器，如图 4－4－23(a)所示，是在辛普森式行星机构的基础上，根据其特点，利用增加一排行星机构的方法，获得四个前进档，并用到中型货车上。

图 4－4－23(b)是日本丰田公司的 A40D 型自动变速器的结构简图，它是在辛普森式行星机构三档变速器与液力变矩器之间加进一排行星机构而增设了超速档，从而构成四档自动变速器。

图 4－4－23(c)是 GM 公司的 THM440－T4 型四档自动变速器的结构简图，其结构与 THM125C 型三档自动变速器类似，也装有闭锁离合器和链条传动，且用于横置发动机前轮驱动的汽车，但两排行星机构是按 CR－CR 式机构组合的，即两排的环齿轮都与另一排的行星架

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

相连接。

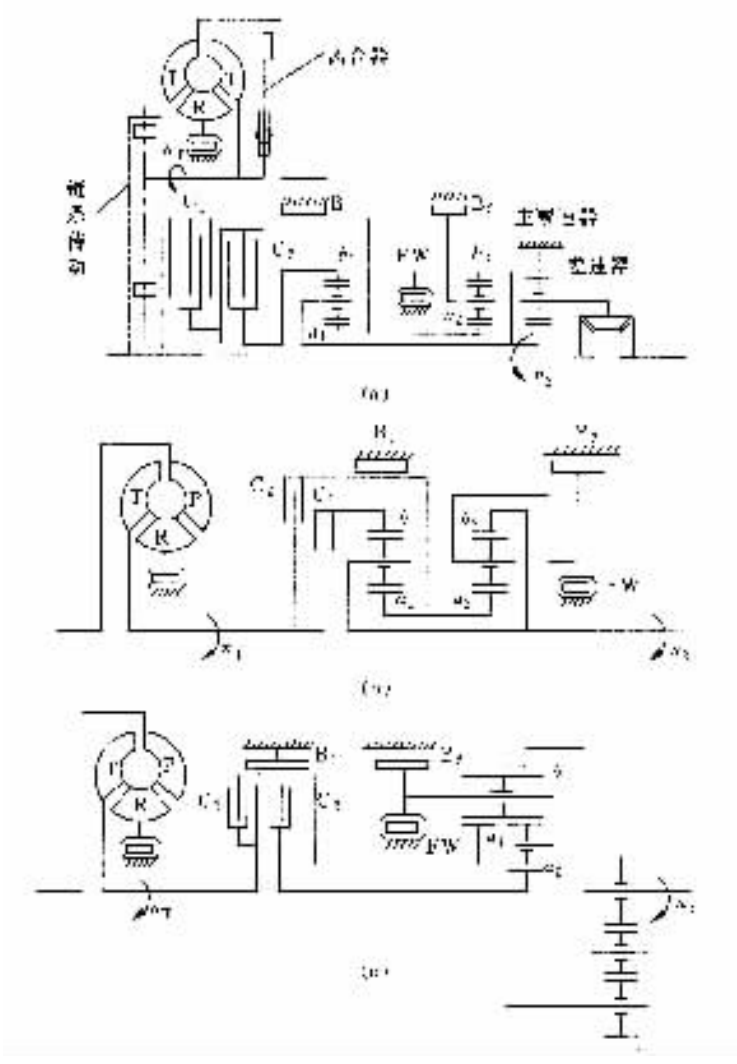


图 4－4－22　三档自动变速器

(a) TJDM125C 型($n_1 = n_H/n_1 = n_1/n_2$)

挡位	起作用元件			传动比 n_1/n_2
1	C_1		(B_1) FW	$i_1 = 1 + \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\alpha_2}{\alpha_1}$
2		C_2	A	$i_2 = -\frac{1}{\alpha_1}$
3	C_1	C_2		$i_3 = 1$
倒	C_1		B	$i_R = -\alpha_2$

(B_1) 表示仅在发动机制动时起作用

(b) NYLB 型($n_1 = n_H/n_1 = n_1/n_2$)

挡位	起作用元件			传动比 n_1/n_2
	C_2		(C_2) FW	$i_1 = 1 + \frac{1}{\alpha} + \frac{\alpha}{\alpha}$
2	C_2	B_1		$i_2 = 1 + \frac{1}{\alpha_1}$
3	C_1	C_2		$i_3 = 1$
R	C_2		B_2	$i_R = -\alpha$

(B_2) 只在发动机制动时起作用

(c) KM170 型($n_1 = n_H/n_1 = n_1/n_2$)

挡位	起作用元件					传动比 n_1/n_2
1		C_2	A	(A_2)	FW	$i_1 = \alpha_1$
2		C_2				$i_2 = (\alpha_1 - \alpha_2)/(1 + \alpha_1)$
3	C	C_2				$i_3 = 1$
倒	C			B_2		$i_R = -\alpha_1$

(B_2) 表示只在发动机制动时起作用

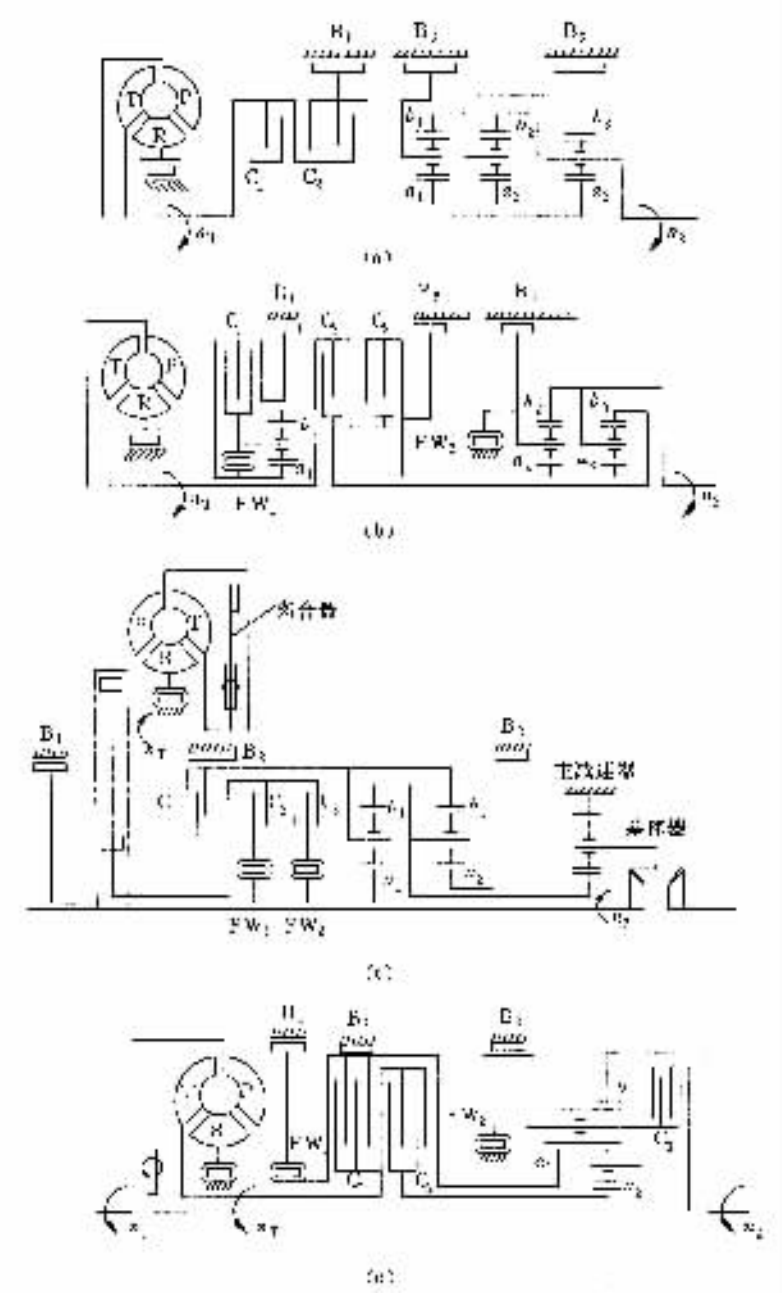


图 4－4－23 四档自动变速器

挡位	操作元件					传动比
1	I				B_3	$i_1=$
2	C			F_2		$i_2=$
3	C		B_2			$i_3=$
4	C	C_3				$i_4=1$
倒		C_2			B_3	$i_R=$

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

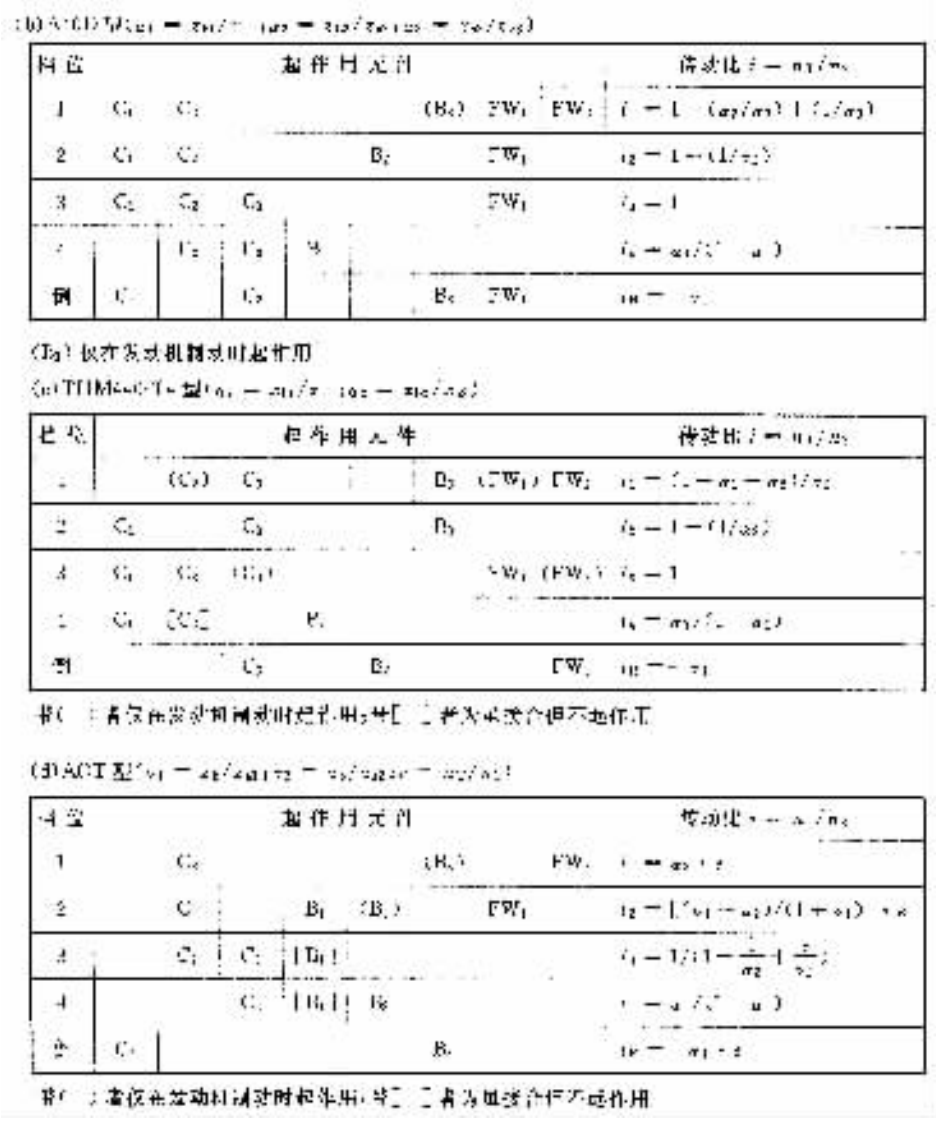


图 4－4－23(d)是美国福特(FORD)公司的 AOT 型自动变速器的结构简图，属拉威挪式行星机构。为了提高效率，挂三档时约 60% 的发动机动力是经机械传动系统传递，经液力变矩器传递的仅约 40%。挂四档时全部动力经机械传动系传递。

4. 具有五个前进档的液力机械传动

轿车的五档自动变速器多以四档变速器附加一排行星机构的副变速器构成。

图 4－4－24(a)是日本日产的 RE5R01A 型自动变速器的结构简图，图 4－4－24(b)是德国 Benz 的 W5A030 型自动变速器结构简图。

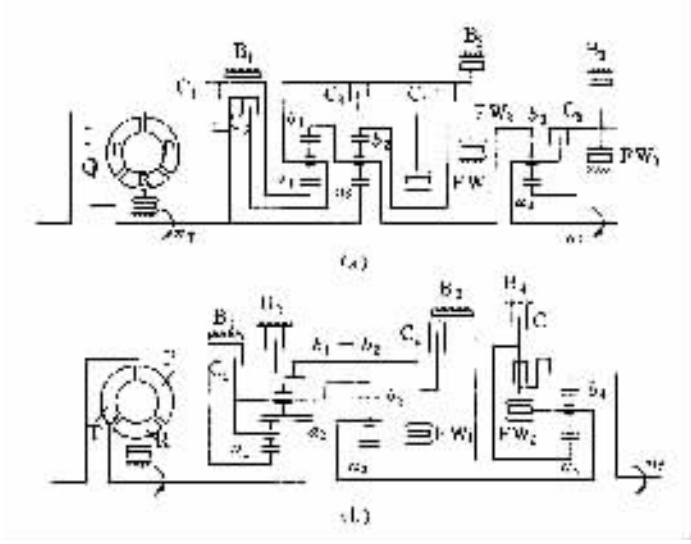


图 4－4－24 五档自动变速器

(a) RF5R01A 型

档位	主	主	主	主	主	主	主	主	主	主	传动比 $i=n_1/n_2$
1			C_1	(C_2)			(B_2)	(B_3)	FW	FW_3	FW_2	$i_1=(1+\alpha_1)(1+\alpha_3)/\alpha_2$
2			C_1	(C_2)		B_1		(B_3)	FW_1		FW_2	$i_2=(1+\alpha_1)(1+\alpha_3)/\alpha_2\alpha_3$
3		C_2	C_1	(C_2)				(B_3)	FW_1		FW_2	$i_3=1+(\alpha_3/\alpha_1)$
4		C_2	C_1	(C_2)	C_3				FW_1			$i_4=1$
5		C_2	(C_2)		C_3	B_2						$i_5=\alpha_3/(1+\alpha_3)$
倒	C_1						B_4					$i_R=-\alpha_1(1+\alpha_3)/\alpha_2$

注：括号内表示发动机制动时起作用的元件　括号外为驱动下起作用

(b) RF5AC30 型

档位	主	主	主	主	主	主	主	主	主	传动比 $i=n_1/n_2$
2		(C_2)	(C_1)			B_2		FW_2	FW_1	$i_2=(1+\alpha_1)(1+\alpha_3)/\alpha_2$
3			(C_1)	B_1		B_2			FW_1	$i_3=(\alpha_1+\alpha_3)(1+\alpha_3)/\alpha_2\alpha_3$
4	C_1		(C_1)			B_2			FW_2	$i_4=1+\alpha_3/\alpha_2$
5	C_1	C_2	(C_1)						FW_2	$i_5=1$
7	C_1	C_2					B_4			$i_7=\alpha_3/(1+\alpha_3)$
倒		(C_2)	C_1		C_3			FW		$i_R=-\alpha_1(1+\alpha_3)/\alpha_2$

注：括号内表示发动机制动时起作用

三、换档执行元件

液力自动变速器的换档执行元件有多片摩擦离合器、带式制动器，有的还有单向轮。但带式制动器由于结构尺寸受到一定限制且所需制动力矩较大，导致制动带的压强过大而影响寿命，故多被易于控制的片式制动器所取代。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

摩擦材料过去曾普遍采用铜基粉末冶金材料，近年来由于纸质浸树脂材料的性能优越而多被采用。同一摩擦材料的摩擦系数随其相对滑动速度、油的种类及油温的不同而有较大变化。通常，纸质衬片一钢摩擦副的摩擦系数为 0.08～0.16；许用表面压力为 0.8～1.5MPa；许用比滑磨功为 40～80J/cm^2；使用温度不应高于 250℃。纸质摩擦材料用于多片离合器。而粉末冶金材料的摩擦系数为 0.06～0.10；使用温度不应高于 300℃，粉末冶金摩擦材料用于多片离合器和带式制动器。纸质材料的动摩擦系数大于其静摩擦系数，这一特性有利于换档过程。

1. 多片摩擦离合器

多片离合器所传递的转矩可参照式(4－2－1)、式(4－2－2)计算，只是在这里摩擦表面的法向压力为：

对多片离合器：

$$P_{\sum} = (P_j + P_e - P_t)\, i \tag{4-4-35}$$

对片式制动器：

$$P_{\sum} = P_j - P_t \tag{4-4-36}$$

式中　P_j——油液对油缸活塞产生的静压力，N；

P_e——油液离心力对活塞产生的动压力，N；

P_t——回位弹簧的作用力，N；

i——压力杠杆比，通常在活塞与摩擦片压盘间设置增力杠杆(见图 4－4－15)，当无压力杠杆时 $i = 1$。

为计算 P_e 可在环形活塞缸的半径 r 处取 dr 宽的环形带 $2\pi r dr$，如图 4－4－25 所示。则由该环形带所决定的环形单元体积的质量所产生的离心力为 $mr\omega^2 = \rho \cdot 2\pi r \mathrm{d}r l r\omega^2$，故半径 r 处的液压为 $\rho \cdot 2\pi r \mathrm{d}r l \cdot r\omega^2 / 2\pi r l = \rho\omega^2 r dr$。因此，作用在环形活塞上的动压力为

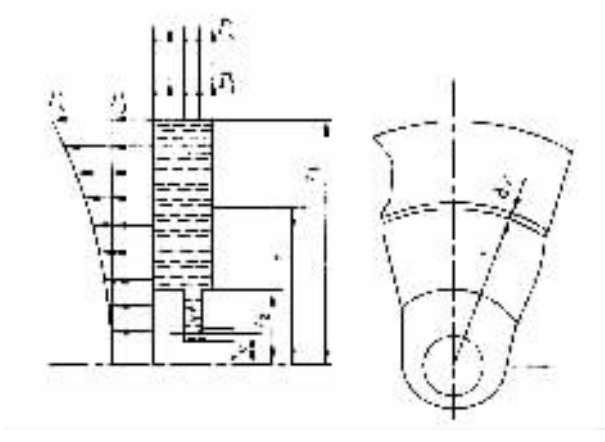


图 4－4－25　油液离心力产生的动压力计算用图

$$P_e = \int_{r_2}^{r_1} \pi\rho\omega^2 (r^2 - r_0^2)\, r \mathrm{d}r = \frac{1}{4}\pi\rho\omega^2 (r_1^2 - r_2^2)(r_1^2 + r_2^2 - 2r_0^2) \tag{4-4-37}$$

式中　r_1——活塞缸外半径；

r_2——活塞缸内半径；

r_0——活塞缸进油道回转半径；

ω——油液的回转角速度，rad/s；$\omega = (0.8 \sim 0.95) \cdot 2\pi n / 60$；

n——活塞油缸转速；

ρ——油液的密度。

离合器后备系数 β 可取 1.1～1.5；对于闭锁离合器则取 1.4～1.8。

片式制动器制动摩擦力矩的计算与多片离合器相同，但仅有静液压力作用于活塞上。

2. 带式制动器（图 4－4－26）

当活塞的作用力方向和制动鼓旋转方向相同时，其制动摩擦力矩为

$$T_B = F_a \cdot R(e^{f\beta} - 1) \tag{4-4-38}$$

式中 F_a——活塞缸通过杠杆作用在制动带末端的力，N；

R——制动鼓半径，m；

f——摩擦系数；

β——摩擦衬片包角，rad。

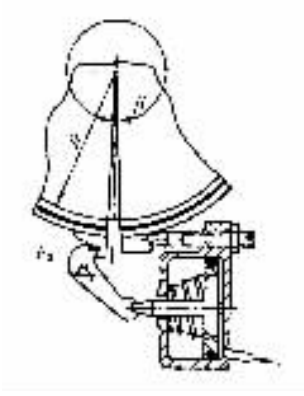


图 4－4－26 带式制动器

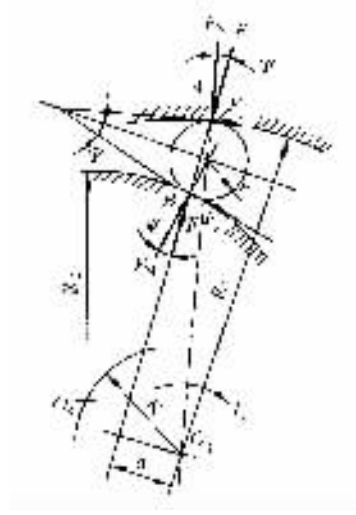


图 4－4－27 单向轮的内、外圈断面及受力分析

3. 单向轮

在行星齿轮变速器中为换档执行元件，其放松和结合由行星机构运动学决定。在综合式液力变矩器中，支承导轮的单向轮在变矩器工况时结合，在偶合器工况时自由旋转。通常采用的滚柱式单向轮由内、外圈，滚柱及弹簧组成。弹簧使滚柱始终处于与内、外圈工作表面相接触的状态。内、外圈工作表面之一为圆柱面，另一为具有一定形状的成型断面，以便形成如图 4－4－27 所示的滚柱的楔形槽，使单向轮内、外圈在一种相对运动的情况下会被滚柱楔住，而在另一相对运动的情况下则分离。

内、外圈由 20Cr 或 12Cr2Ni4A 钢制造，经渗碳淬火、回火，其表面硬度为 HRC61～65，渗碳层深应不小于 1.5mm。滚柱可从轴承厂产品规格中选择。

图 4－4－27 给出了滚柱式单向轮的受力关系。如该图所示，滚柱与外圈及内圈工作面在 A、B 点相切，此时作用于滚柱的法向力为 F_N、切向力为 F_r。根据力的平衡，有

$$\left.\begin{aligned} F &= T_j/(za) = T_j/zR_1\sin\Psi \\ F\tau &= F\sin\Psi \qquad F_N = F\cos\Psi = T_j/(zR_1\tan\Psi) \end{aligned}\right\} \tag{4-4-39}$$

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

式中　T_i——计算转矩(由单向轮传递的转矩)，

z——滚柱数；

a，R_1，Ψ——见图 4－4－27。

为了使滚柱能够可靠地楔住内外圈，应保证 F_r 不大于摩擦力，即

$$F_\tau = F\sin\Psi \leqslant fF_N = fF\cos\Psi$$

故有

$$\tan\Psi \leqslant f \tag{4-4-40}$$

摩擦系数 f 与油液的黏度有关，通常可取 $f = 0.11 \sim 0.13$。因此，由上式可求得 $\Psi = 6°$。

单向轮的基本尺寸决定于它所传递的转矩 T_j 和内圈在 B 点处的表面接触应力 σ_i：

$$\sigma_j = 0.418\sqrt{[T_j/(zR_1\tan\Psi)]E/(l\rho_B)} \leqslant [\sigma_j] \tag{4-4-41}$$

式中　E——弹性模量，对钢：$E = 2.06\times10^5$MPa；

l——滚柱长；

ρ_B——在 B 点处接触表面的当量曲率半径：$\rho_B = R_2 r/(R_2 + r)$；

r——滚柱半径。

设计时建议取 $l = (1.5 \sim 3.0)r$；$R_1 = (8 \sim 10)r$；$R_2 = R_1 - 2r$；$z = 8 \sim 20$。许用接触应力 $[\sigma_j] \leqslant 2000$MPa。成型断面曲率中心 O_2 位于以单向轮轴心 O_1 为中心，以 R 为半径的圆周上，R 可按下式求得：

$$R = 2(R_1 - r)\sin\Psi \tag{4-4-42}$$

四、液力机械变速器的操纵

液压换档操纵系统在液力机械变速器中得到了最广泛的应用。与机械式、电磁式或气动式换档操纵相比，液压操纵具有一系列的优点。其质量小，尺寸紧凑；且利用传动系中的液压系统作执行操纵的动力也方便，其执行油缸特别适合于动力换档离合器和制动器的操纵；液压操纵的惯性小，动作灵敏、平稳、便于调节，操作简易、轻便；易于实现自动化换档操作等。但液压操纵系统的结构复杂，制造精度要求高。

液力机械变速器的换档操纵有手动和自动两类。手动操纵有液压和电气－液压两种，由司机直接操纵换档。自动操纵有液压和电子－液压两种。液压自动操纵的换档系统由车速和以节气门开度或发动机进气歧管内的真空度所代表的发动机负荷这两种信号控制油压实现自动换档；电子－液压自动换档系统则是将车速、发动机负荷等信号转换为电压信号，进而由微型电子计算机控制进行自动换档。

轿车的液力机械变速器基本都采用上述两参数的自动换档系统，使前进档位实现自动换档。常常在系统中设置可通过手柄选档的装置，实现司机对自动换档系统的干预，以便在遇到临时情况时使汽车在短时间内能改善性能。例如，如将手柄置于前进档位，则可实现全部前进档位的自动换档；如将手柄置于低档或设定的某档位，则只能在该档工作而不能自动地换入其他档。当然还有倒档和空档的手柄位置。置于这些档位的过程均为液压操纵而不是自动控制。

自动换档系统能最有效地利用发动机功率，使汽车获得最佳的动力性和燃料经济性。为此，自动换档系统应能按比例地将车速和发动机负荷两信号参数转换为液压或电压控制信号，以获得准确的最佳换档时间并准时换档。同时也应避免由于汽车行驶阻力和车速的不大变化

而不断地进行循环换档的情况。液压系统应工作稳定可靠，换档接合过程应平滑、无振动及冲击，不能因汽车的振动、颠簸等外界干扰而自动脱档、跳档，也应有专门措施防止同时挂上两个档及在空档以外的其他档位启动发动机，操纵执行元件的作用力应能随汽车负荷的改变而自动调节。油液应纯净无杂质，以确保滑阀动作准确、灵活，不得有滑阀卡住和油路堵塞等现象发生，油温也不能过高，以确保自动换档系统能正常、稳定、可靠地工作。

图 4－4－28 为液力－机械变速器的液压自动换档系统工作原理图。如图所示，自动换档系统的油液经油泵升压及压力调节阀调压至 p_m 后通过主油道送至两参数调节元件：速度阀及节气门阀，再将它们的输出油压（分别为 p_v 及 p_a）引向换档阀。

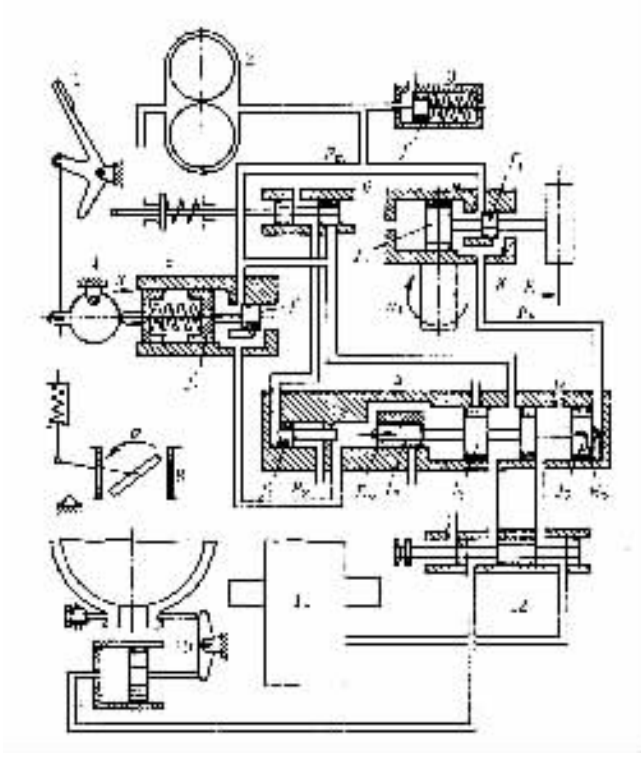


图 4－4－28 液压自动换档系统工作原理图

1－油门踏板；2－油泵；3－压力调节阀；4－凸轮；5－节气门阀；6－强制低档阀；7－速度阀；8－节气门；9－换档阀；10－制动器；11－离合器；12－手动阀

速度阀装在自动变速器第二轴上，其滑阀外端装有离心重块。当汽车行驶时，自动变速器第二轴以与车速成正比的旋转速度带动速度阀体旋转，从而使离心块带动滑阀向外移动，使其进油口 α 开大，同时与大气相通的油口 δ 关小。油压为 p_m 的主油道油液经阀边节流后使速度阀出口的油压为 p_v。后者又作用在阀的作用面积上产生与离心力相平衡的力，从而使滑阀稳定在某一位置，油口 α 及 δ 的开度决定了经节流输出的油压值 p_v。当车速加快或减慢，滑阀又会有新的平衡位置和相应的输出油压。

滑阀上两种力的平衡关系为：

$$p_v(f_2 - f_3) = mR\left(\frac{\pi n}{30}\right)^2$$

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

$$p_v = \frac{mR\pi^2 n^2}{900(f_2 - f_3)} \tag{4-3-43}$$

式中　m——离心块及滑阀的质量；

R——离心块与滑阀组件的质心至旋转中心的距离，它随滑阀的位置而变化；

n——自动变速器第二轴转速；

f_2，f_3——滑阀的油压作用面积，见图 4-4-28。

速度阀输出油压 p_v 介于主油道油压 p_m 及大气 p_0 之间。

节气门阀也是运用双节流阀的结构原理，将节气门开度 a 的变化转换为控制油压的变化，从而控制自动换档。当司机踩下油门踏板，则与之相联的凸轮转动并压缩弹簧推动滑阀右移，使节气门阀进油口开大而与大气相通的油口关小。主油道的油液经进口处阀边节流降压后，得输出油压 p_α，后者又作用到阀的作用面积上产生使滑阀左移的力并与弹簧力相平衡。油门踏板的下移量愈大，即节气门的开度 α 愈大，压缩弹簧的作用力亦愈大，则与弹簧力相平衡的油压作用力亦愈大。这样也就使油门踏板下移量与油压 p_α 建立了正比的转换关系。

滑阀上两种力的平衡关系为

$$P_{s0} + K(x - x') = p_a(f_4 - f_5)$$

$$p_a = \frac{P_{s0} + K(x - x')}{(f_4 - f_5)} \tag{4-4-44}$$

式　P_{s0}——滑阀在起始工作位置时的弹簧压紧力；

K——弹簧刚度；

x——靠近凸轮的弹簧座的位移量；

x'——滑阀位移量；

f_4，f_5——滑阀上的油压作用面积，见图 4-4-28。

因 x' 微小可忽略不计，则式(4-4-44)又简化为

$$p_a = \frac{P_{s0} + K_x}{(f_4 - f_5)} \tag{4-4-45}$$

上式建立了 p_a 与 x 的关系，而 x 与节气门开度 α（或油门踏板下移量）之间的关系又可根据操纵联动机构确定，这样也就得出了 p_a 与 α 间的关系。

速度阀出口油压 p_v 通往换档阀右端，作用于端部面积 f_9，产生向左的推力 E_v；节气门阀出口油 p_α 通往换档阀左端，作用于阀端面积 f_7 及 f_8，产生向右的推力 E_α。当汽车起步车速较低使 p_v 较小，而节气门开度 α 较大使 p_a 较大时，$E_\alpha > E_v$，于是换档滑阀右移，使制动油缸接通主油道，制动器起作用，同时使离合器油缸通过换档阀泄油口泄油而使离合器分离，则自动变速器挂入Ⅰ档。当车速提高并达到一定车速使 p_v 增大到使 $E_v > E_\alpha$ 时，滑阀左移，于是离合器油缸进油使离合器接合，而制动油缸泄油使制动器失去作用，则自动变速器由Ⅰ档换至Ⅱ档。

当以直接档行驶的汽车要超车加速时，司机会将油门踏板踩到底，这时将推动强制低档阀的滑阀右移，从而打开强制低档阀同时关闭阀上的泄油口，则主油道的油液将通过强制低档阀通向换档阀的左端，作用在附加滑阀的端面积 f_6 上，推动附加滑阀并进而迫使换档滑阀右移，使自动变速器被强制地换至低档。当踏板一抬起，弹簧使强制低档阀恢复原位，换档阀的附加滑阀端面处油压消失，则换档滑阀又回到左侧，使汽车又继续以高档行驶。

离合器油缸与制动油缸均与手动阀相连，图 4-4-28 所示的手动阀已置于前进档位置，

在此位置可由液压系统操纵，如上述可根据车速及节气门开度自动地换档，因手动阀有油道与换档阀相连。

近年来由于微型电子计算机的快速发展和广泛应用，电子液压自动换档的液力自动变速器已研制成功并用到汽车上。它是利用电子装置作为控制系统，用液压进行操纵，仍然是以车速和节气门开度（或发动机进气歧管的真空度）作为输入信号，并转化为电压的脉冲或阶跃信号送入微型电子计算机，再根据已设定的换档程序发出信号使电磁阀操纵液压系统进行换档。

第三节 液力变矩器及液力自动变速器试验

除通过整车道路试验考核液力变矩器和液力自动变速器的性能及可靠性外，还进行室内台架试验，以测定液力变矩器的各项评价指标和原始特性；对液力变矩器和自动变速器组成的液力机械传动进行驱动性能试验、滑行性能试验、无负荷损失试验、换档质量试验等基本性能试验以及与发动机相匹配的实用性能试验。需测定输入轴及输出轴的转速和转矩、变矩器出口油温、油底壳油温及主油路压力等。在液力自动变速器换档质量试验中，尚需测量在换档过程中各换档执行元件的油压变化及作用时间。这项试验若在实车上进行，还要测定汽车在换档时的加速度及其变化率等。

采用开式试验台，用直流测功机或发动机驱动，用直流或涡流测功机吸收功率，尚需有转矩和转速的测量装置以及温度和压力传感器和显示仪表等。必要时还需要有辅助散热装置，而与发动机的匹配试验则需用原配发动机。

在试验中允许的转矩误差为 ±0.5%；转速误差为 ±5r/rain。一般进口油温不低于 90℃，出口油温应不高于 115～120℃，极短时间允许到 130℃；工作油压不应低于补偿压力。

第四节 皮带和钢带式摩擦无级变速与链条无级变速

图 4－4－29 是荷兰 D.A.F. 微型汽车的皮带无级自动变速器及断开式驱动桥。在这一结构中，三角皮带无级自动变速器代替了普通的变速器及差速器，传动比可在 4.4～20 范围内连续、无级、自动地进行选择。

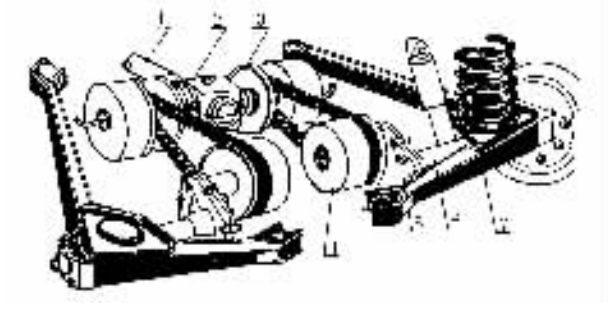


图 4－4－29 荷兰 D.A.F 微型汽车的皮带无级自动变速器与断开式驱动桥

1－传动轴；2－主减速器；3－主动皮带盘；4－从动皮带盘；5－轮边减速器；6－驱动车轮轴；7－悬挂摆臂

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

图 4－4－30 是 D.A.F 微型汽车的主减速器和三角皮带无级自动变速器主动皮带盘的结构图。由该图可知，经离心式离合器传来的发动机转矩经短的传动轴 1 传给主减速器的主动锥齿轮，后者同时与两个分别支承在一对轴承上的左、右从动锥齿轮相啮合。左、右从动锥齿轮在未与接合套 7 接合前只是空转。接合套 7 可沿皮带盘轴上的花键，由司机操纵向左或向右滑动，并使其外缘的接合齿与左边或右边的从动锥齿轮上的接合齿相接齿，以挂上前进档或倒档。这样以来，动力便可经左边或右边的从动锥齿轮、经皮带盘轴传给主动皮带盘。主、从动盘均由两半组成，其中一个半盘固定在轴上不动，而另，一个半盘则可沿花键 2 滑动，并以此达到改变三角皮带的有效工作直径，从而改变其传动比的目的。

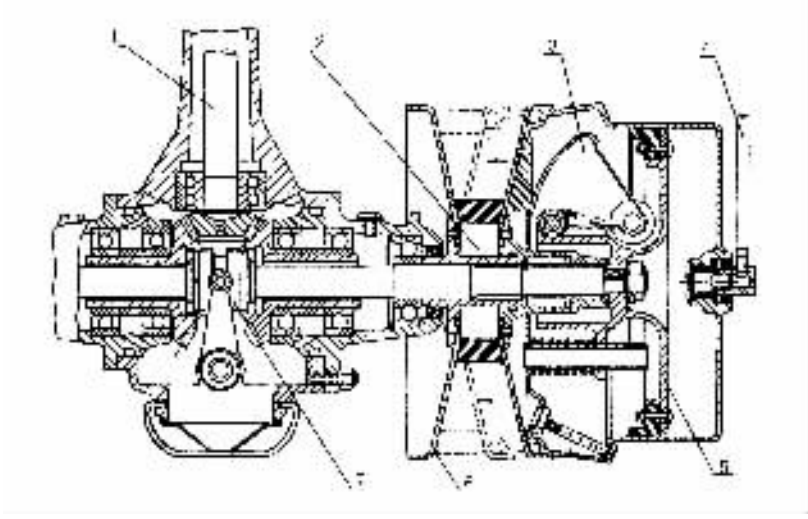


图 4－4－30　D.A.F. 微型汽车的主减速器和皮带无级自动变速器的主动盘
1－传动轴；2－花键；3－离心块；4－真空加力缸导管；
5－活塞；6－固定着的半盘；7－啮合套

D.A.F. 皮带无级变速器是随着以下三种因素的综合影响而进行自动变速的：

(1)随着发动机转速的提高，在离心力的影响下重块 3 绕其轴向外转动并将该半盘推向固定着的半盘 6，使主动盘的皮带有效工作直径增大而从动盘的相应减小，汽车则进入高速行驶状态；

(2)当汽车需要克服更大的地面阻力或爬坡时，要求增大牵引力而降低发动机转速，这时在皮带张力的作用下主动盘分开，汽车则进入低速行驶状态。另外，汽车在起动前主动盘的有效工作直径小于从动盘的工作直径；

(3)随着主动盘真空加力缸真空度的改变，引起活塞 5 与缸的相对移动，从而改变着主动盘的有效工作直径以及传动比，而真空加力缸是经管 4 与发动机进气管相通的(管路系统中另有一些调节阀)。

这样以来，D.A.F. 汽车传动系的传动比就与车速、载荷和发动机油门踏板的位置直接有关了，并根据这三个因素自动地选择合适的传动比。

日本富士重工采用了一种钢带式无级变速机构。图 4－4－31 是其钢带的结构组成示意图。也有采用如图 4－4－32 所示的链条结构的。它们的工作原理均与上述皮带无级变速的工作原理类似。

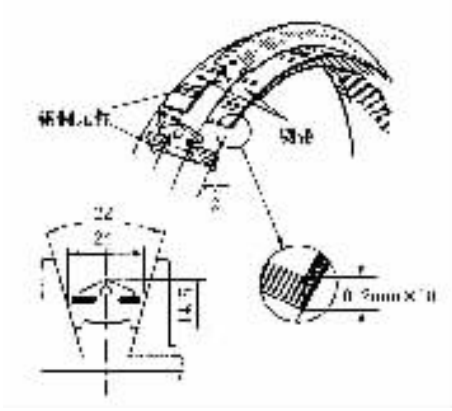


图 4－4－31 钢带的结构组成示意图

图 4－4－32 无级变速机构用的链条

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

第五章　万向传动装置设计

第一节　万向传动装置概述

一、概　　述

1. 万向传动装置的组成和功用

万向传动装置一般由万向节和传动轴组成，有时还需加装中间支承。其功用是实现汽车上任何一对轴线相交且相对位置经常变化的转轴之间的动力传递。

2. 万向传动装置在汽车上的应用场合

1)变速器与驱动桥之间

在发动机前置后轮驱动的汽车上，变速器常与发动机、离合器连成一体支承在车架上，而驱动桥则通过弹性悬架与车架连接(图 4－5－1)。变速器输出轴轴线与驱动桥的输入轴轴线难以布置得重合，并且在汽车行驶过程中，由于不平路面的冲击等因素，弹性悬架系统产生振动，使二轴相对位置经常变化。故变速器的输出轴与驱动桥输入轴不可能刚性连接，而必须采用一般由两个万向节和一根传动轴组成的万向传动装置(图 4－5－2a)。在变速器与驱动桥距离较远的情况下，应将传动轴分成两段(图 4－5－2b)，即主传动轴 3 和中间传动轴 5。用三个万向节 2，且在中间传动轴后端设置了中间支承 6。这样，可避免因传动轴过长而产生的自振频率降低，高转速下产生共振；同时提高了传动轴的临界转速和工作可靠性。

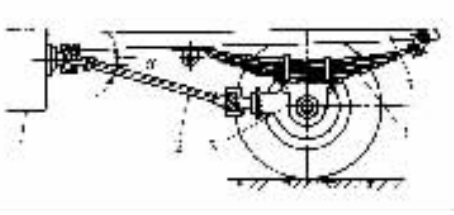


图 4－5－1　变速器与驱动桥之间的万向传动装置

1－变速器；2－万向传动装置；3－马区动桥；4－后悬架；5－车架

2)变速器与分动器之间

对于双轴驱动的越野汽车(图 4－5－2c)，当变速器 1 与分动器 7 分开布置时，虽然它们都支承在车架上，而且在设计时，使其轴线重合，但为了消除制造、装配误差以及车架变形对传动的影响，在其间也常设有万向传动装置(中间传动轴 5)。为了传递动力，在分动器与转向驱动桥之间又设置了前桥传动轴 9。

在三轴驱动的越野汽车中，中、后桥的驱动形式有两种，即贯通式(图 4－5－2d)和非贯通式(图 4－5－2e)。若采用非贯通式结构时，其后桥传动轴 11 也必须设置中间支承 14，并常将其固定于中驱动桥壳上(图 4－5－29)。

3)转向驱动桥中的主减速器与转向驱动轮之间

对于转向驱动桥，前轮既是转向轮又是驱动轮。作为转向轮，要求它能在最大转角范围内任意偏转某一角度；作为驱动轮，则要求半轴在车轮偏转过程中不间断地把动力从主减速器传

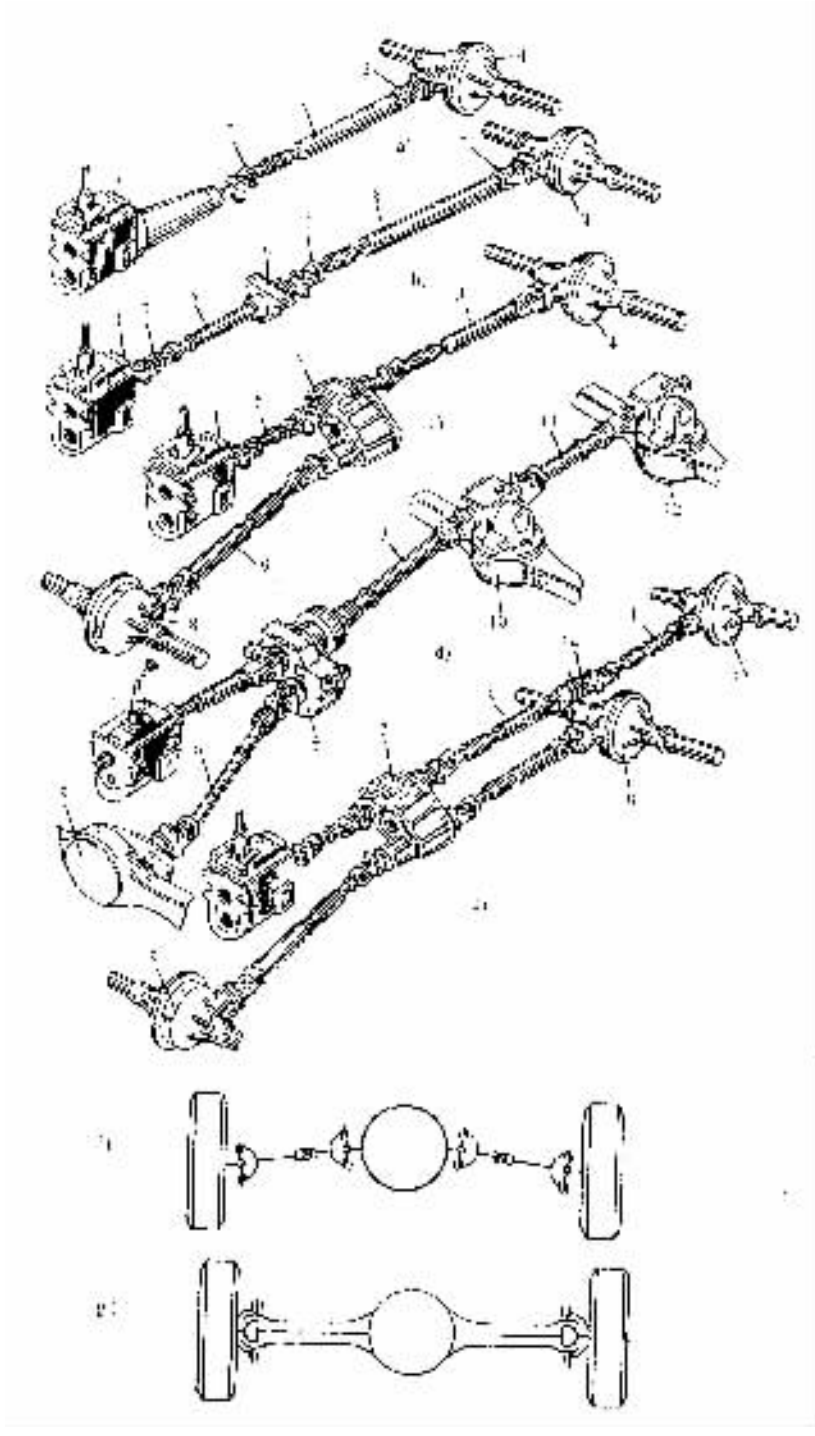


图 4－5－2 万向传动装置在汽车传动系统中的应用与布置

1－变速器；2－十字轴万向节；3－主传动轴；4－驱动桥；5－中间传动轴；6、14－中间支承；7－分动器；8－转向驱动桥；9－前桥传动轴；10－中驱动桥；11－后桥传动轴；12－后驱动桥；13－后桥中间传动轴

到车轮。因此转向驱动桥的半轴不能制成整体而要分段，且用万向节连接，以适应汽车行驶时

半轴各段的交角不断变化的需要。若采用独立悬架，则在靠近主减速器处也需要有万向节（图4－5－2f）若前驱动轮用非独立悬架，只须在转向轮附近装一个万向节（图4－5－2g）。

万向传动装置除用于汽车的传动系统外，还可用于动力输出装置和转向操纵机构。

二、万向节

万向节按其在扭转方向上是否有明显的弹性可分为刚性万向节和挠性万向节。在前者中，动力是靠零件的铰链式连接传递的，而在后者中则靠弹性零件传递，且有缓冲减振作用。刚性万向节又可分为不等速万向节（常用的为十字轴式），准等速万向节（双联式、二销轴式等）和等速万向节（球叉式、球笼式等）。

（一）、十字轴式刚性万向节

十字轴式刚性万向节因其结构简单，工作可靠，传动效率高，且允许相邻两传动轴之间有较大的交角（一般为15°～20°），故普遍应用于符类汽车的传动系统中。

1. 十字轴式刚性万向节的构造及润滑

图4－5－3所示为十字轴式刚性万向节的构造。两万向节叉2和6上的孔分别活套在十字轴4的两对轴颈上。这样当主动轴转动时，从动轴既可随之转动，又可绕十字轴中心在任意方向摆动。为了减少摩擦损失，提高传动效率，在十字轴轴颈和万向节叉孔间装有由滚针8和套筒9组成的滚针轴承。然后用螺钉和盖1将套筒9固定在万向节叉上，并用锁片将螺钉锁紧，以防止轴承在离心力作用下从万向节叉内脱出。为了润滑轴承，十字轴做成中空的，并有油路通向轴颈。润滑油从滑脂嘴3注入十字轴内腔。为避免润滑油流出及尘垢进入轴承，在十字轴的轴颈上套着装在金属座圈内的毛毡油封7。在十字轴的中部还装有带弹簧的安全阀5。如果十字轴内腔的润滑油压力大于允许值，安全阀即被顶开而润滑油外溢，使油封不致因油压过高而损坏。

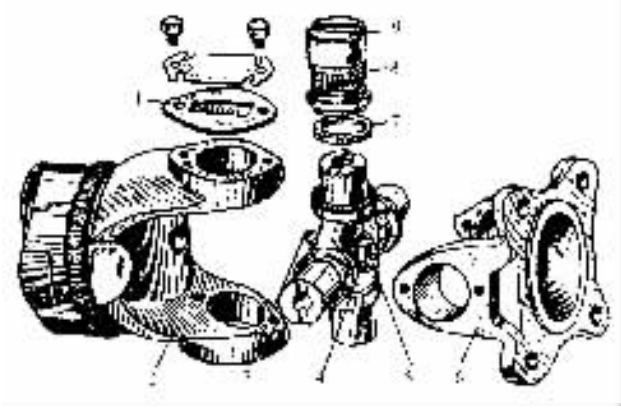


图4－5－3　十字轴式刚性万向节

1－轴承盖；2、6－万向节叉；3－油嘴；4－十字轴；

5－安全阀；7－油封；8－滚针；9－套筒

十字轴式万向节的损坏是以十字轴轴颈和滚针轴承的磨损为标志的，因此润滑与密封直接影响万向节的使用寿命。为了提高密封性能，近年来在十字轴式万向节中多采用图4－5－4所示的橡胶油封。实践证明，使用橡胶油封其密封性能远优于老式的毛毡或软木垫油封。

当用滑脂枪向十字轴内腔注入润滑油而使内腔油压大于允许值时，多余的润滑油便从橡胶油封内圆表面与十字轴轴颈接触处溢出，故在十字轴无须安装安全阀。

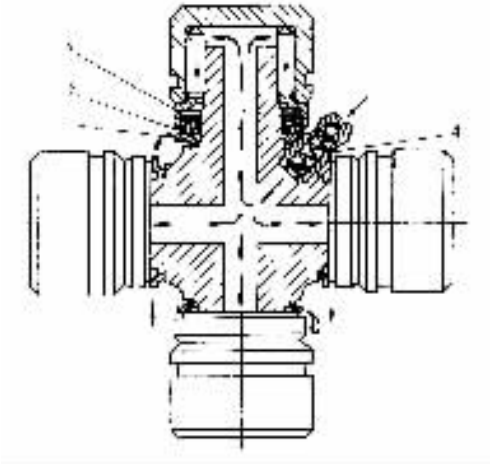


图 4－5－4 十字轴润滑油道及密封装置
1－油封挡盘；2－油封；3－油封座；4－滑脂嘴

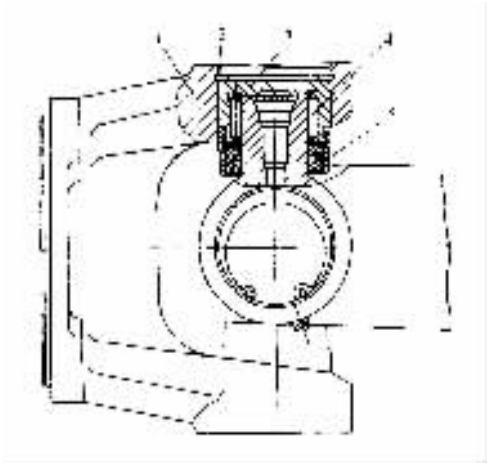


图 4－5－5 滚针轴承的内挡圈定位
1－万向节叉；2－内挡圈；3－滚针轴承；
4－十字轴；5－橡胶油封

万向节中常见的滚针轴承轴向定位方式，除上述盖板式外，还应用内、外挡圈固定式（图 4－5－5 和图 4－5－6）。其特点是工作可靠、零件少、结构简单。

2. 十字轴式刚性万向节传动的不等速性

单个十字轴式刚性万向节在输入轴和输出轴有夹角的情况下，其两轴的角速度是不相等的。下面就单万向节传动过程中的两个特殊位置进行运动分析，说明它传动的不等速性。

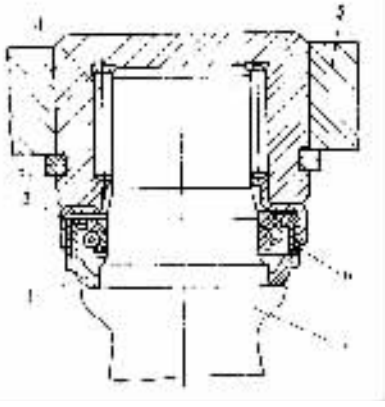


图 4－5－6 滚针轴承的外挡圈定位
1－油封挡盘；2－油封座；
3－外挡圈；4－滚针；5－万向节叉；
6－橡胶油封；7－十字轴

1）主动叉在垂直位置，且十字轴平面与主动轴垂直的情况（图 4－5－7a）。主动叉与十字轴连接点 a 的线速度 v_a 在十字轴平面内；从动叉与十字轴连接点 b 的线速度 v_h 在与主动叉平行的平面内，并且垂直于从动轴。点 b 的线速度 v_h 可分解为在十字轴平面内的速度 v'_b 和垂直于十字轴平面的速度 v''_b。由速度直角三角形可以看出，在数值上 $v_b > v'_b$。十字轴各股相等，即 $oa = ob$。当万向节传动时，十字轴是绕 o 点转动的，其上 a、b 两点于十字轴平面内的线速度在数值上应相等，即 $v'_b = v_a$。因此，$v_b > v_a$。由此可知，当主、从动叉转到所述位置时，从动轴的转速大于主动轴的转速。

2）主动叉在水平位置，并且十字轴平面与从动轴垂直时的情况（见图 4－5－7b）。此时主动叉与十字轴连接点 a 的线速度 v_a 在平行于从动叉的平面内，并且垂直于主动轴。线速度 v_a 可分解为在十字轴平面内的速度 v'_a 和垂直于十字轴平面的速度 v''_a，根据上述同样道理，在数值上，$v_a > v'_a$，而 $v'_a = v_b$，因此，$v_a > v'_b$，即当主、从动叉转到所述位置时，从动轴转速小于主动轴转速。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

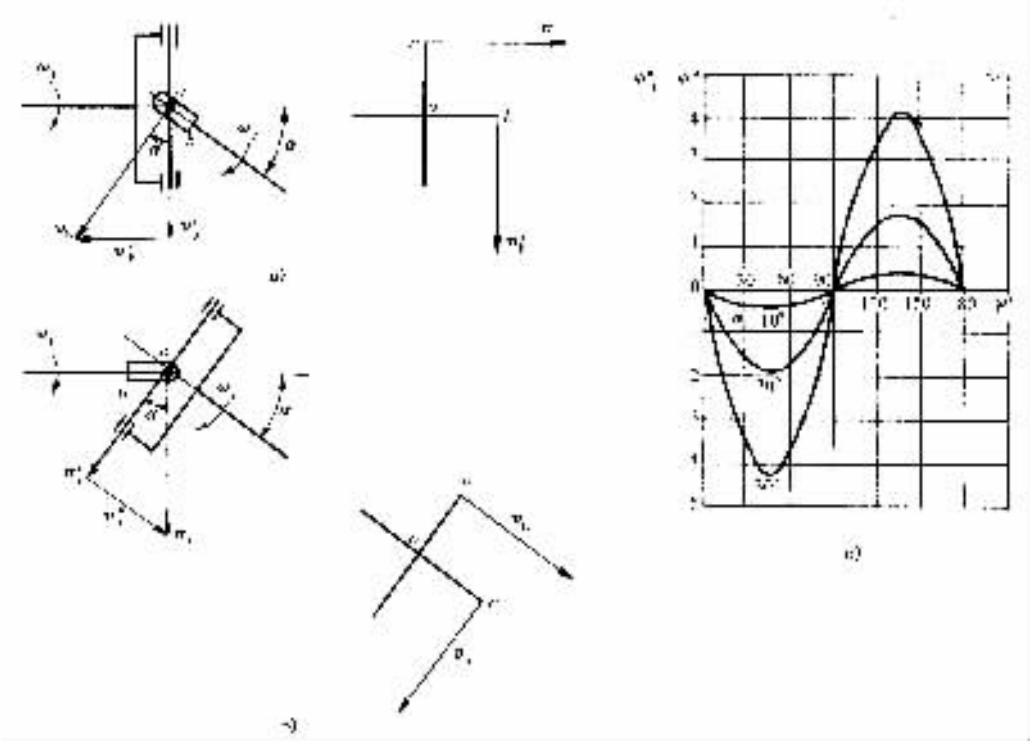


图 4－5－7　十字轴式刚性万向节传动的不等速性

由上述两个特殊情况的分析，可以看出，十字轴式万向节在传动过程中，主、从动轴的转速是不相等的。

图 4－5－7c）表示两轴转角差（$\varphi_1-\varphi_2$）。随主动轴转角 φ°_1 的变化关系。由图可见，主动轴转角 φ_1 在 0°到 90°的范围内，从动轴转角相对主动轴是超前的，即 $\varphi_2>\varphi_1$，并且两角差在 φ°_1 为 45°时达最大值，随后差值减小，即在此区间从动轴旋转速度大于主动轴旋转速度，且先加速后减速。当主动轴转到 90°时，从动轴也同时转到 90°。φ_1 从 90°到 180°，从动轴转角相对主动轴是滞后的，即 $\varphi_2<\varphi_1$，并且两角差值在 φ_1 为 135°时达最大值，随后差值减小，即在此区间从动轴旋转速度小于主动轴旋转速度，且先减速后加速。当主动轴转到 180°时，从动轴也同时转到 180°。后半转情况与前半转相同。因此，如果主动轴以等角速转动，而从动轴则是时快时慢，此即单个十字轴万向节在有夹角时传动的不等速性。必须注意的是，所谓“传动的不等速性”，是指从动轴在一周中角速度不匀而言。而主、从动轴的平均转速是相等的，即主动轴转过一周从动轴也转过一周。

由图 4－5－7c）还可看出，两轴交角 α 愈大，转角差（$\varphi_1-\varphi_2$）愈大，即万向节传动的不等速性愈严重。此现象由上述两个特殊情况下的速度分析也可得到说明。从图 4－5－7a）和 b）可看出，v_a 与 v_b 之差值，实际上就是 v_a 与 v'_a，或 v_b 与 v'_b 之差值。在速度直角三角形内，若夹角 α（即主、从动轴的交角）增大，则 v_a 与 v'_a 或 v_b 与 v'_b 的差值就愈大。

单万向节传动的不等速性，将使从动轴及与其相连的传动部件产生扭转振动，从而产生附加的交变载荷，影响部件寿命。

3. 十字轴式双万向节传动的等速条件

从以上分析可以想到，在两轴（例如变速器的输出轴和驱动桥的输入轴）之间，若采用如图

4－5－8所示的双(十字轴式)万向节传动,则第一万向节的不等速效应就有可能被第二万向节的不等速效应所抵消,从而实现两轴间的等角速传动。根据运动学分析得知,要达到这一目的,必须满足以下两个条件:①第一万向节两轴间夹角 α_1 与第二万向节两轴间夹角 α_2 相等;②第一万向节的从动叉与第二万向节的主动叉处于同一平面内。后一条件完全可以由传动轴和万向节叉的正确装配来保证。但是,前一条件($\alpha_1=\alpha_2$)只有在驱动轮采用独立悬架时,才有可能通过整车的总布置设计和总装配工艺的保证而实现,因为在此情况下主减速器和变速器的相对位置是固定的。而在驱一动轮采用非独立悬架时,由于弹性悬架的振动,驱动桥输入轴与变速器输出轴的相对位置不断变化,不可能在任何时候都保证 $\alpha_1=\alpha_2$,因而此时这两部件之间的万向传动只能做到使传动的不等速性尽可能小。

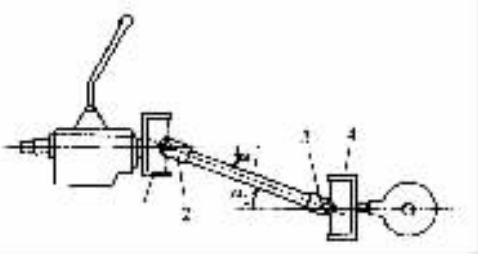


图4－5－8 双万向节等速传动布置图

1、3－主动叉;2、4－从动叉

就每一个万向节而言,只要存在着交角 α_1 或 α_2,万向节在工作过程中内部各零件之间就有相对运动,因而导致摩擦损失,降低传动效率。交角愈大,则效率愈低。故在汽车总体布置上应尽量减小 α_1 和 α_2。

上述双万向节传动虽能近似地解决等速传动问题,但在某些情况下,例如转向驱动桥的分段半轴间,在布置上受轴向尺寸限制,而且转向轮要求偏转角度大(30°～40°),因而上述双万向节传动已难以适应。在长期实践过程中,人们创造了各种形式的等速和准等速万向节。只要用一个这样的万向节即能实现或基本实现等角速传动。在转向驱动桥及独立悬架的后驱动桥中广泛采用等角速万向节。

(二)准等速万向节和等速万向节

1. 准等速万向节

准等速万向节是根据上述双万向节实现等速传动的原理而设计成的。常见的有双联式和三销轴式万向节。

(1)双联式万向节

双联式万向节实际上是一套传动轴长度减缩至最小的双万向节等速传动装置。图4－5－9中的双联叉3相当于两个在同一平面上的万向节叉。欲使轴1和轴2的角速度相等,应保证 $\alpha_1=\alpha_2$,为此在双联式万向节的结构中,装有分度机构,以期双联叉的对称线平分所连两轴的夹角。

图4－5－10为双联式万向节的结构实例。在万向节叉6的内端有球头,与球碗9的内圆面配合,球碗座2则镶嵌在万向节叉1内端。球头与球碗的中心与十字轴中心的连线中点重合。当万向节叉6相对万向节叉1在一定角度范围内摆动时,双联叉5也被带动偏转相应角度,使两十字轴中心连线与两万向节叉1和6的轴线的交角(即图4－5－9中的 α_1 和 α_2)差值很小,从而保证两轴角速度接近相等,其差值在容许范围内,故双联式万向节具有准等速性。

双联式万向节用于转向驱动桥时,可以没有分度机构,但必须在结构上保证双联式万向节中心位于主销轴线与半轴轴线的交点,以保证准等速传动。

双联式万向节允许有较大的轴间夹角,且具有结构简单,制造方便,工作可靠的优点。故

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

在转向驱动桥中的应用逐渐增多。北京吉普汽车有限公司生产的切诺基轻型越野汽车的前传动轴与分动器前输出轴之间即采用了这种双联式万向节。

(2)三销轴式万向节

三销轴式万向节是由双联式万向节演变而来的准等速万向节。图 4－5－11 示出的东风 EQ2080 型汽车转向驱动桥中的三销轴式万向节，主要由两个偏心轴叉 1 和 3、两个三销轴 2 和 4 以及六个轴承、密封件等组成。主、从动偏心轴叉分别与转向驱动桥的内、外半轴制成一体。叉孔中心线与叉轴中心线互相垂直但不相交。两叉由两个三销轴连接。三销轴的大端有一穿通的轴承孔，其中心线与小端轴颈中心线重合。靠近大端两侧有两轴颈，其中心线与小端轴颈中心线垂直并且相交。装合时每一偏心轴叉的两叉孔与一个三销轴的大端两轴颈配合，而

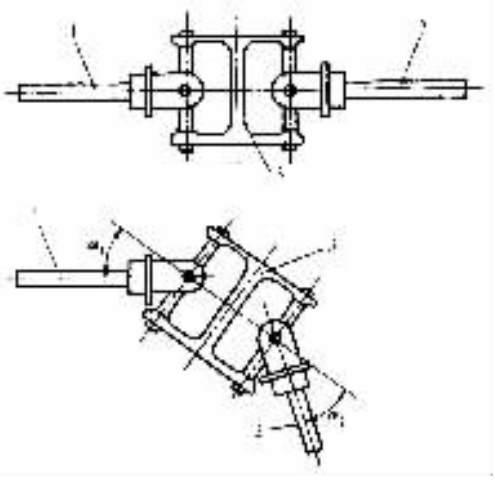


图 4－5－9　双联式万向节示意图

1、2－轴；3－双联叉

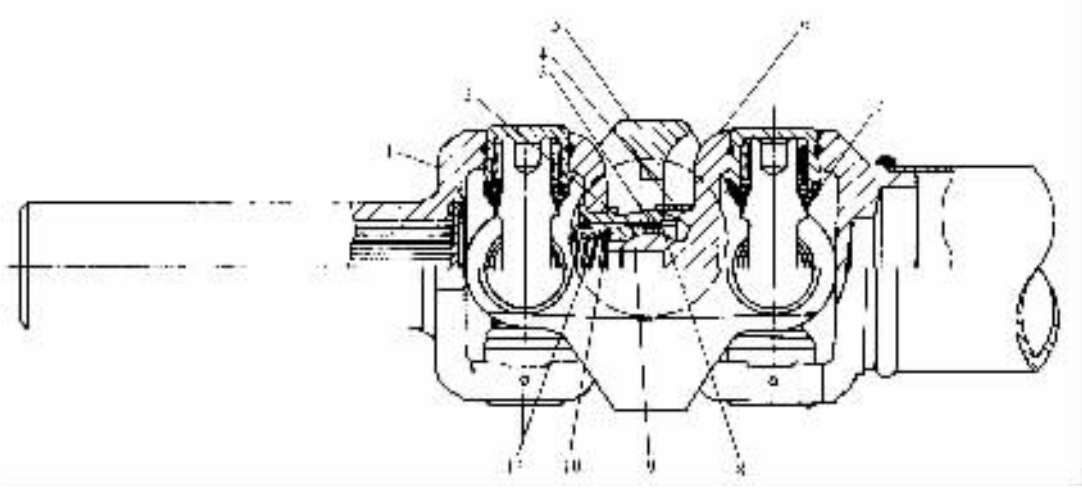


图 4－5－10　双联式万向节

1、6－万向节叉；2－球碗座；3－衬套；4－防护圈；

5－双联叉；7－油封；8、10－垫圈；9－球碗；11－弹簧

后两个一销轴的小端轴颈互相插入对方的大端轴承孔内，这样便形成了 $Q_1-Q'_1$、$Q_2-Q'_2$ 和 $R-R'$ 三根轴线。

在与主动偏心轴叉 1 相连的三销轴 4 的两个轴颈端面和轴承座 6 之间装有推力垫片 10。其余各轴颈端面均无推力垫片，且端面与轴承座之间留有较大的空隙，以保证在转向时三销轴式万向节不致发生运动干涉现象。

三销轴式万向节的最大特点是允许相邻两轴有较大的交角，最大可达 45°。在转向驱动桥中采用这种万向节可使汽车获得较小的转弯半径，提高了汽车的机动性。其缺点是所占空间较大。

神龙汽车有限公司生产的富康轿车的前转向驱动桥中的半轴与转向驱动轮之间，即采用

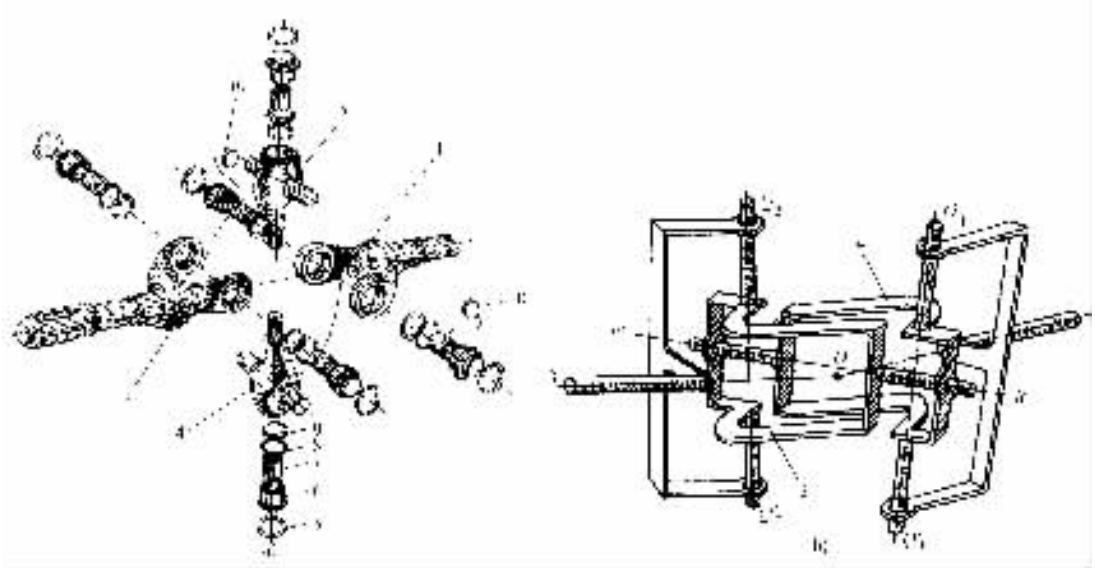


图 4－5－11 三销轴式准等速万向节

a)零件分解图；b)三销轴式万向节装配示意图

1－主动偏心轴叉；2、4－三销轴；3－从动偏心轴叉；5－卡环；

6－轴承座；7－衬套；8－毛毡；9－密款罩；10－推力垫片

了这种三销轴式万向节。

2. 等速万向节

等速万向节的基本原理是从结构上保证万向节在工作过程中，其传力点永远位于两轴交点的平分面上。图 4－5－12 为一对大小相同的锥齿轮传动示意图。两齿轮的接触点 P 位于两齿轮轴线交角 α 的平分面上，由 P 点到两轴的垂直距离都等于 r。在 P 点处两齿轮的圆周速度是相等的，因而两个齿轮旋转的角速度也相等。与此相似，若万向节的传力点在其交角变化时，始终位于角平分面内，则可使两万向节叉保持等角速的关系。

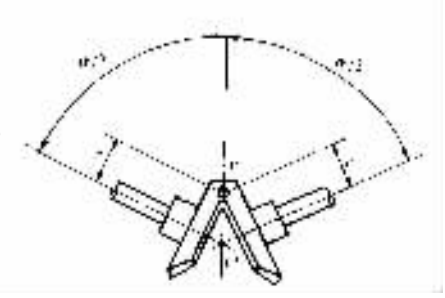


图 4－5－12 等速万向节的工作原理

目前采用较广泛的球叉式万向节和球笼式万向节均根据这一原理制成。

(1)球叉式万向节

球叉式万向节的构造如图 4－5－13 所示。主动叉 5 与从动叉 1 分别与内、外半轴制成一体。任主、从动叉上，各有四个曲面凹槽，装合后，形成两个相交的环形槽，作为钢球滚道。四个传动钢球 4 放在槽中，钢球 6 放在两叉中心的凹槽内，以定中心。

为顺利地将钢球装入槽内，在中心钢球 6 上铣出一个凹面，凹面中央有一深孔。装合时，先将定位销 3 装入从动叉内，放入中心钢球，然后在两球叉槽中陆续装入三个传动钢球，再将中心钢球的凹面对向未放钢球的凹槽，以便装入第四个传动钢球，而后再将中心钢球 6 的孔对准从动叉孔，提起从动叉轴使定位销 3 插入球孔中，最后将锁止销 2 插入从动叉上与定位销垂直的孔中，以限制定位销轴向移动，保证中心钢球的正确位置。

球叉式万向节的等角速传动原理可按图 4－5－14 来说明：主动叉和从动叉凹槽的中心线是以 O_1、O_2 为圆心的两个半径相等的圆，而圆心 O_1、O_2 与万向节中心 O 的距离相等。因此，在主动轴和从动轴以任何角度相交的情况下，传动钢球中心始终位于两圆的交点上，亦即所有传动钢球都位于角平分面上，因而保证了等角速传动。

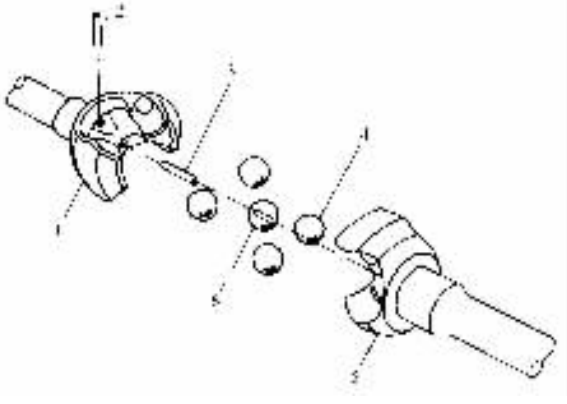


图 4－5－13　球叉式万向节

1－从动叉；2－锁止销；3－定位销；
4－传动钢球；5－主动叉；6－中心钢球

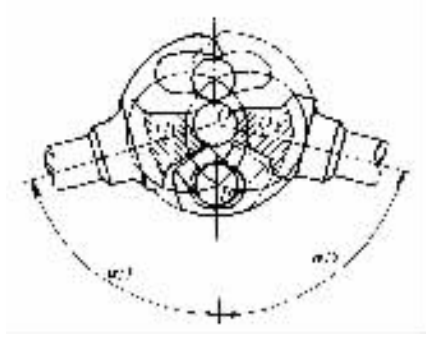


图 4－5－14　球叉式万向节
等角速传动原理

球叉式万向节结构简单，允许最大交角为 32°～33°，一般应用于转向驱动桥中，如图 4－5－15 所示。

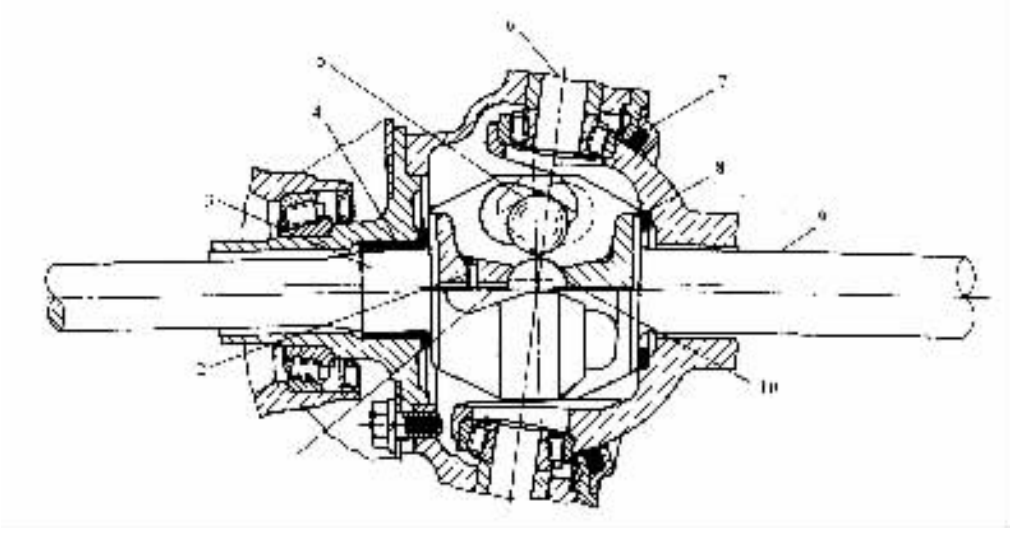


图 4－5－16　球叉式万向节在转向驱动桥中的布置

1－定位销；2－销止销；3－从动叉；4－径向推力轴承；5－传动钢球；
6－主销；7－油封；8－推力轴承；9－主动叉；10－中心钢球

近年来，有些球叉式万向节中省去了定位销和锁止销，中心钢球上也没有凹面，靠压力装配。这样，结构更为简单，但拆装不便。

球叉式万向节工作时，只有两个钢球传力，反转时，则由另两个钢球传力。因此钢球与曲

面凹槽之间的单位压力较大，磨损较快，影响使用寿命。

(2)球笼式万向节

球笼式万向节按主、从动叉在传动转矩过程中轴向是否产生位移分为：固定型球笼式万向节(RF 节)和伸缩型球笼式万向节(VL 节)。

①固定型球笼式万向节(RF 节)

固定型球笼式万向节(RF 节)的结构见图 4－5－16。星形套 7 以内花键与主动轴 1 相连，其外表面有 6 条凹槽，形成内滚道。球形壳 8 的内表面有相应的 6 条凹槽，形成外滚道。6 个钢球 6 分别装在各条凹槽中，并由保持架 4 使之保持在一个平面内。动力由主动轴 1 经钢球 6、球形壳 8 输出。

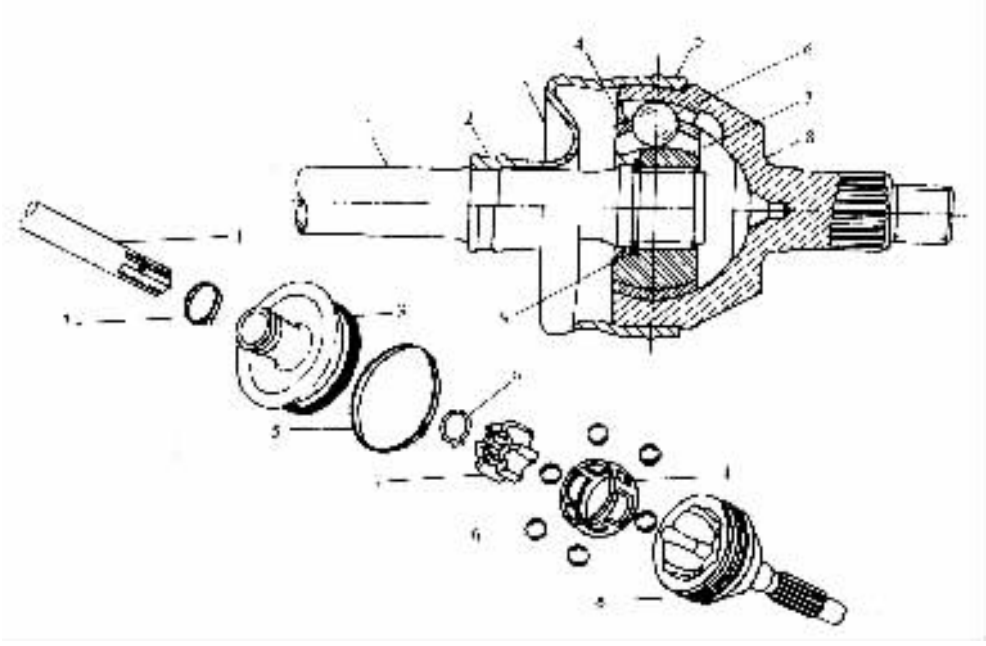


图 4－5－16 固定型球笼式等速万向带(RF 节)

1－主动轴；2、5－钢带箍；3－外罩；4－保持架(球笼)；

6－钢球；7－星形套(内滚道)；8－球形壳(外滚道)；9－卡环

固定型球笼式万向节(RF 节)的等角速传动原理，见图 4－5－17。外滚道的中心 A 与内滚道的中心 B 分别位于万向节中心 O 的两边，且与 O 等距离。钢球中心 C 到 A、B 两点的距离也相等。保持架的内外球面、星形套的外球面和球形壳的内球面均以万向节中心 O 为球心。故当两轴交角变化时，保持架可沿内外球面滑动，以保持钢球在一定位置。

由图 4－5－17 可见，由于 $OA = OB$，$CA = CB$，CO 是共边，则两个三角形 $\triangle COA$ 与 $\triangle COB$ 全等。故 $\angle COA = \angle COB$，即两轴相交任意交角 α 时，传力的钢球 C 都位于交角平分面上。此时钢球到主动轴和从动轴的距离 a 和 b 相等，从而保证了从动轴与主动轴以相等的角速度旋转。

固定型球笼式等速万向节(RF 节)两轴允许交角范围较大(45°～50°)，例如奥迪、捷达、红旗 CA7220 型等轿车的两轴交角最大可达 47°，且在工作时，无论传动方向如何，6 个钢球全部传力。与球叉式万向节相比，其承载能力强，结构紧凑，拆装方便，因此应用越来越广泛。目前

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

国内外大多数轿车的前转向驱动桥在转向节处均采用这种固定型球笼式等速万向节(RF 节)。

②伸缩型球笼式万向节(VL 节)

伸缩型球笼式万向节(VL 节)的结构,如图 4－5－18 所示。

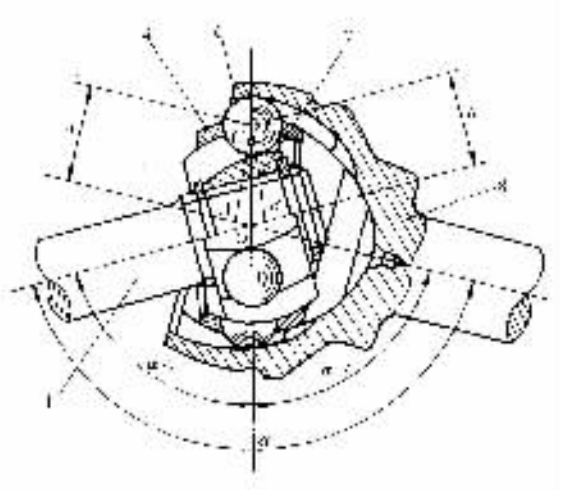


图 4－5－17　固定型球笼式万向节等角速传动原理

(图注同图 4－5－16) O－万向节中心;A－外滚道中心;B－内滚道中心;C－钢球中心;α－两轴交角(指钝角)

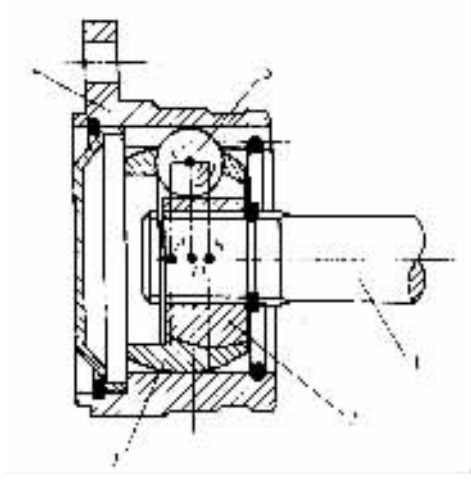


图 4－5－18　伸缩型球笼式万向节(VL 节)

1－主动轴;2－星形套(内滚道);

3－保持架(球笼);4－筒形壳(外滚道);5－钢球

伸缩型球笼式万向节(VL 节)的内外滚道是圆筒形的,在传递转矩过程中,星形套 2 与筒形壳 4 可以沿轴向相对移动,故可省去其他万向传动装置中必须有的滑动花键(详见下节)。这不仅使结构简化,而且由于星形套 2 与筒形壳 4 之间的轴向相对移动是通过钢球 5 沿内外滚道滚动来实现的,与滑动花键相比,其滑动阻力小,最适用于断开式驱动桥。VL 节两轴交角范围约 20°～25°,较十字轴刚性万向节相邻两轴的交角范围大,但小于球叉式和 RF 节。

这种万向节的保持架的内球面中心 B 与外球面中心 A 位于万向节中心 O 的两边,且与 O 等距离。钢球中心 C 到 A、B 距离相等,以保证万向节作等角速传动。

VL 节在前置前驱动且采用独立悬架的轿车的转向驱动桥中均布置在靠主减速器处(内侧),而轴向不能伸缩的固定型球笼式万向节(RF 节),则布置在靠近车轮处(外侧),如图 4－5－19 所示。上海桑塔纳、天津夏利、一汽－大众捷达、奥迪及红旗 CA7220 型等轿车皆为这种布置形式。

(三)挠性万向节

挠性万向节依靠其中弹性件的弹性变形来保证在相交两轴间传动时小发生机械干涉。弹性件町以是橡胶盘、橡胶金属套筒、六角形橡胶圈或其他结构形式。由于弹性件的弹性变形量有限,故挠性万向节一般用于两轴间夹角不大(3°～5°)和只有微量轴向位移的万向传动场合,例如,常用来连接固定安装在车架上的两个部件(如发动机与变速器或变速器与分动器)之间,以消除制造安装误差和车架变形对传动的影响。此外,它还具有能吸收传动系统中的冲击载倚和衰减扭转振动、结构简单、无需润滑等优点。

图 4－5－20 所示为原上海 SH3540A 型自卸汽车上用来连接发动机输出轴与液力机械变速器输入轴的挠性万向节。它主要由借螺栓固定在发动机飞轮上的大圆盘 2、与花键毂铆接

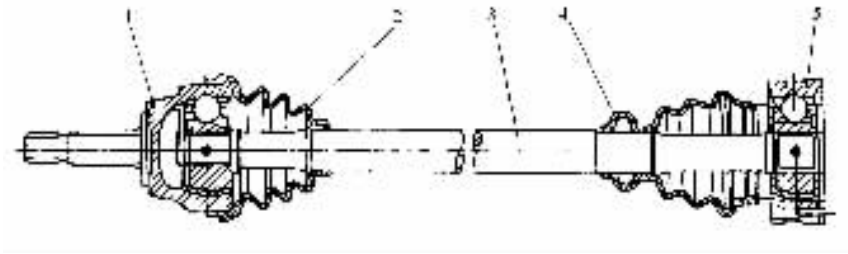


图 4－5－19 RF 节与 VL 节在转向驱动桥中的布置

1－固定型球笼式万向节(RF 节)；2、4－防尘罩；

3－传动轴(半轴)；5－伸缩型球笼式万向节(VL 节)

在一起的连接圆盘 4、连接二者的四副弹性连接件 3 以及定心用的中心轴 1 组成。

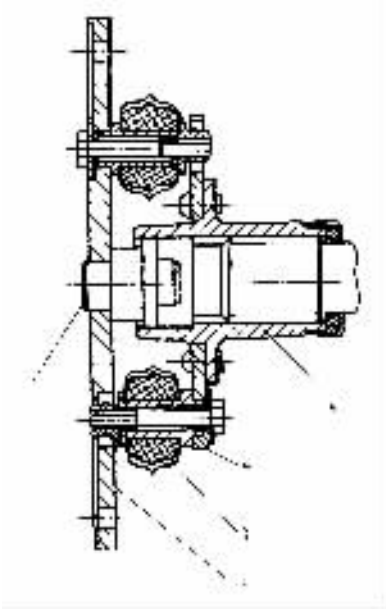


图 4－5－20 原上海 SH3540A 型自卸车的挠性万向节

1－中心轴；2－大圆盘；3－弹性连接件；

4－连接圆盘；5－花键毂

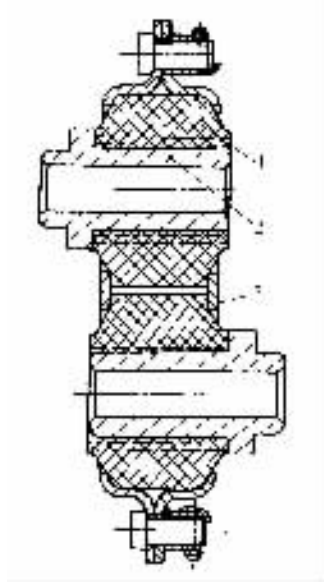


图 4－5－21 弹性连接件

1－橡胶块；2－衬套；3－外壳

弹性连接件的结构如图 4－5－21 所示。两个橡胶块 1 装在两半对合的外壳 3 中，每个橡胶块中各有一衬套 2。每副弹性连接件中的一个橡胶块用螺栓固定在大圆盘上，而另一橡胶块用螺栓固定于连接圆盘上(图 4－5－20)。动力经大圆盘输入，通过衬套传给每一副弹性连接件中的一个橡胶块，再经外壳、另一橡胶块和衬套传给连接圆盘，最后经花键毂和花键轴输出。

对于径向刚度较小的挠性万向节，主、从动件之间应有定中心装置，以免转速升高时由于轴线偏离加大而产生振动和噪声。图 4－5－20 所示结构中，即靠大圆盘上中心轴 1 的球面与花键毂的内圆面配合来定心。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

三、传动轴和中间支承

常见的轻、中型货车中，连接变速器与驱动桥的传动轴部件由传动轴及其两端焊接的花键轴和万向节叉组成。

汽车行驶过程中，变速器与驱动桥的相对位置经常变化，为避免运动干涉，传动轴中设有由滑动叉和花键轴组成的滑动花键连接，以实现传动轴长度的变化。为减少磨损，还装有用以加注滑脂的滑脂嘴、油封、堵盖和防尘套。

传动轴在高速旋转时，曲于离心力作用将产生剧烈振动。因此，当传动轴与万向节装配后，必须满足动平衡要求。图 4－5－22 中的零件 3 即为平衡用的平衡片。平衡后，在滑动叉 13 与传动轴 16 上刻上箭头记号 21，以便拆卸后重装时保持二者的相对角位置不变。传动轴过长时，自振频率降低，易产生共振。故常将其分为两段并加中间支承。前段称中间传动轴（如图 4－5－22 上部所示），后段称主传动轴（如图 4－5－22 下部所示）。

为了得到较高的强度和刚度，传动轴多做成空心的，一般用厚度为 1.5～3.0mm 的薄钢板卷焊而成。超重型货车的传动轴则直接采用无缝钢管。

在转向驱动桥、断开式驱动桥或微型汽车的万向传动装置中，通常将传动轴制成实心轴。

为减小传动轴中花键连接的轴向滑动阻力和磨损，可对花键进行磷化处理或喷涂尼龙层。有的则在花键槽内设置滚动元件，如国外有的汽车传动轴采用了图 4－5－23 所示的圆柱滚子式滚动花键连接。在传动轴内套管 3 上制有 4 个均布的夹角为 90°的凹槽（滚道）；在传动轴外套管 2 上也相应地制有 4 个均布的夹角为 90°的贯通凹槽（滚道）。内、外套管的凹槽装配吻合后，放入滚柱 1，并使相邻的滚柱各按向右和向左的顺序间隔排列。内、外传动套管 3 和 2 的塌端装有挡圈 4，以防滚柱 1 脱落及限定内、外套管的相对移动量。工作中内、外套管的相对滑动，由滚柱在凹槽内滚动实现。当传动轴逆时针方向旋转时（图 4－5－23 中 $A－A$ 剖视），各凹槽中向右倾斜安装的滚柱传力；反之，向左倾斜的滚柱传力。

此外，有的轿车的断开式后驱动桥中，采用了如图 4－5－24 所示的半轴滚动花键连接。在万向节套管叉 2 与外半轴 3 之间装有花键轴套 1。套管叉 2 的内圆表面开有三条凹槽，与此相应，花键轴套 1 的外圆表面上有三条凸起，凸起的宽度为凹槽宽度的一半，二者装合后，每一凸起的两边各形成一条矩形断面的滚道。花键轴套的两端各有一个导块 7，导块外表面切有三条半圆形矩形断面的凹槽，与上述每一凸起两边的矩形滚道相通形成三条封闭的滚道。在滚道中装有若干个滚柱 8，因而外半轴与万向节套管叉之间的相对滑动由滚柱在滚道中的滚动实现。上述滚动花键能减少摩擦损失，提高传动效率，但结构较复杂，成本高。

传动轴分段时须加中间支承。通常中间支承安装在车架横梁上，应能补偿传动轴轴向和角度方向的安装误差以及车辆行驶过程中由于发动机窜动或车架等变形所引起的位移。

东风 EQ1090E 型汽车的中间传动轴采用蜂窝软垫式中间支承（图 4－5－25）与车架相连接。轴承 3 可在轴承座 2 内滑动。由于蜂窝形橡胶垫 5 的弹性作用，能适应上述安装误差和行驶中出现的位移。此外，还可吸收振动，减少噪声传导。蜂窝软垫式结构简单、效果良好，应用较广泛。

解放 CA1091 型汽车采用双列圆锥滚子轴承式中间支承（图 4－5－26），其特点是圆锥轴承可承受较大的轴向力，且便于调整（磨削双列轴承内座圈之间的调整垫，以减小间隙），使用寿命较长。

有的汽车采用摆动式中间支承（图 4－5－27）。当发动机轴向窜动时，中间支承可绕支承

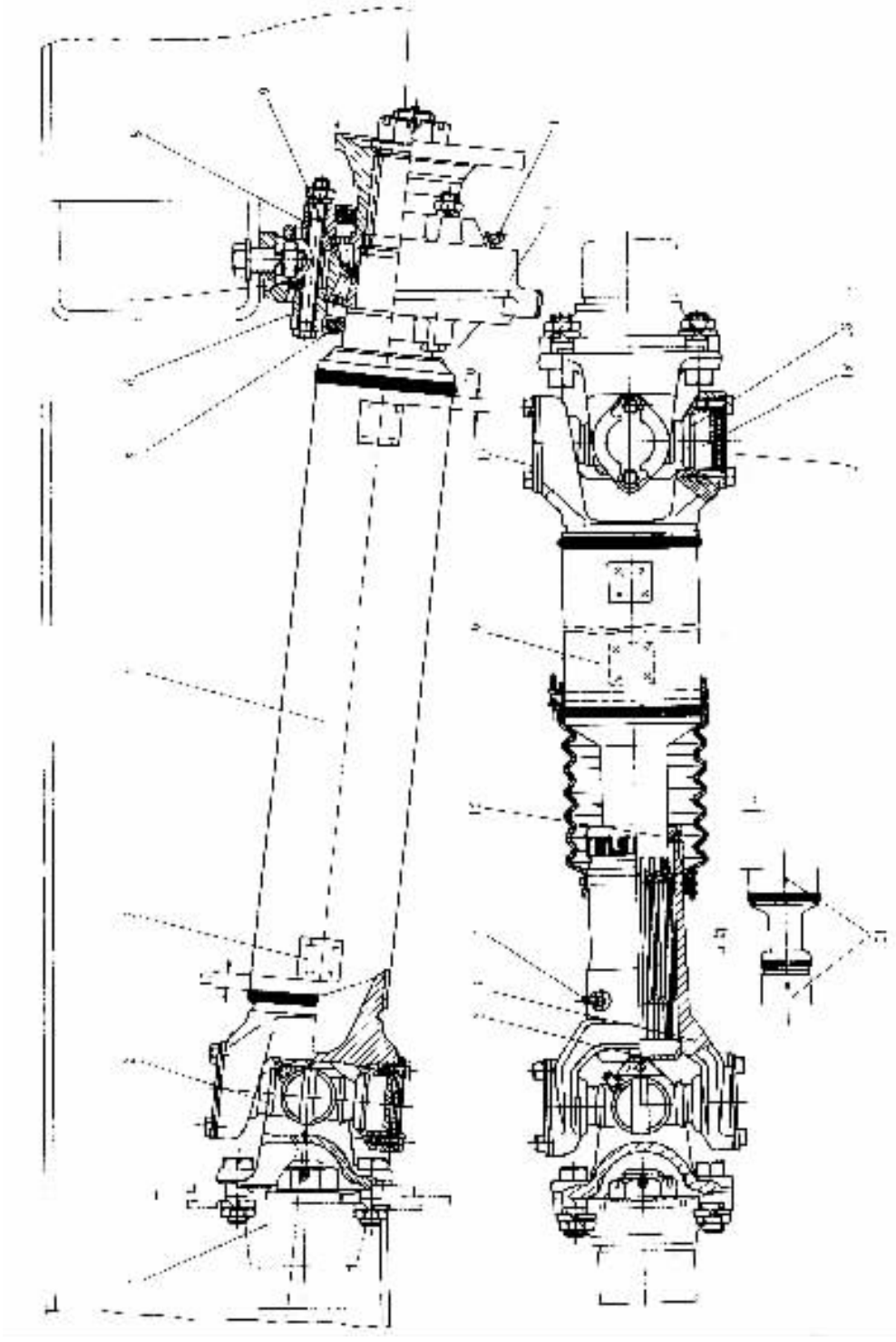


图 4－5－22 解放 CA1091 型汽车的传动轴与中间支承

1－凸缘叉；2－万向节十字轴；3－平衡片；4－中间传动轴；5－油封；6－中间支承前盖；7－橡胶垫环；8－中间支承后盖；9－双列圆锥滚子轴承；10、14－滑脂嘴；11－支架；12－堵盖；13－万向节滑动叉；15－油封；16－主传动轴；17－锁片；18－滚针轴承油封；19－万向节滚针轴承；20－滚针轴承轴承盖；21－装配位置标记

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

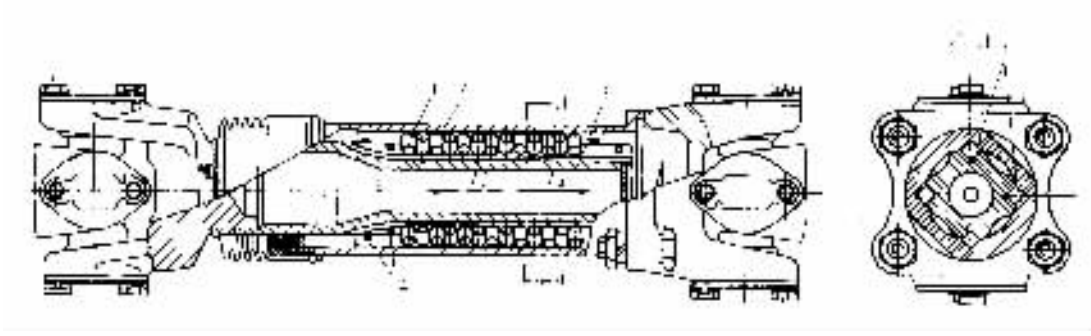


图 4－5－23　传动轴滚动花键

1－滚柱；2－传动轴外套管；3－传动轴内套管；4－挡圈

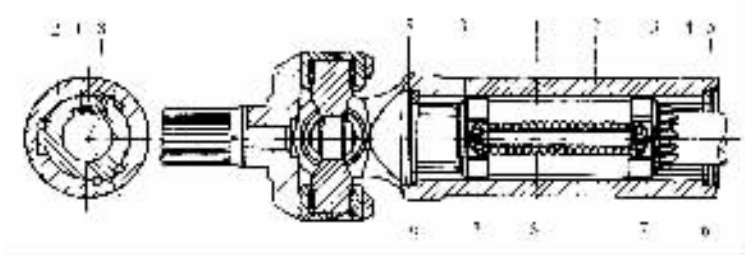


图 4－5－24　轿车半轴滚动花键

1－花键轴套；2－万向竹套管叉；3－外半轴；4、5－卡环；6－垫圈；7－导块；8－滚柱

轴 3 摆动，改善了轴承的受力状况。此外，橡胶衬套 2 和 5 能适应传动轴线在横向平面内少量的位置变化。

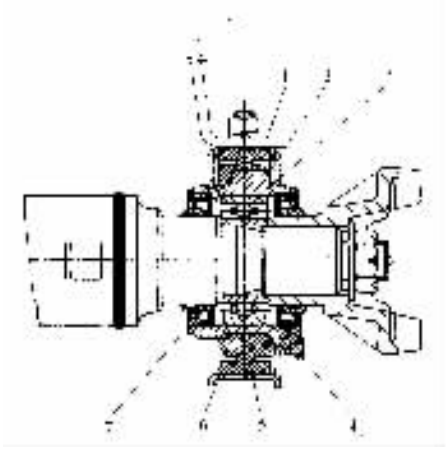


图 4－5－25　车风 EQ1090E 型汽车传动轴中间支承

1－车架横梁；2－轴承座；3－轴承；4－滑脂嘴；5－蜂窝形橡胶垫；6－U 形支柴；7－油封

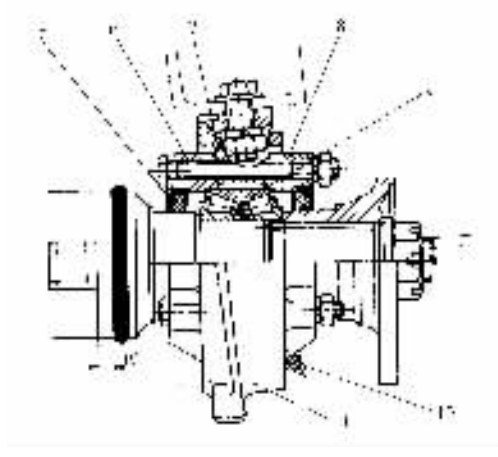


图 4－5－26　解放 CA1091 型汽车传动轴中间支承

图注同图 4－5－22

东风 EQ2080 型越野汽车从分动器 4（图 4－5－28）到后驱动桥 10 的传动轴由后桥中间传

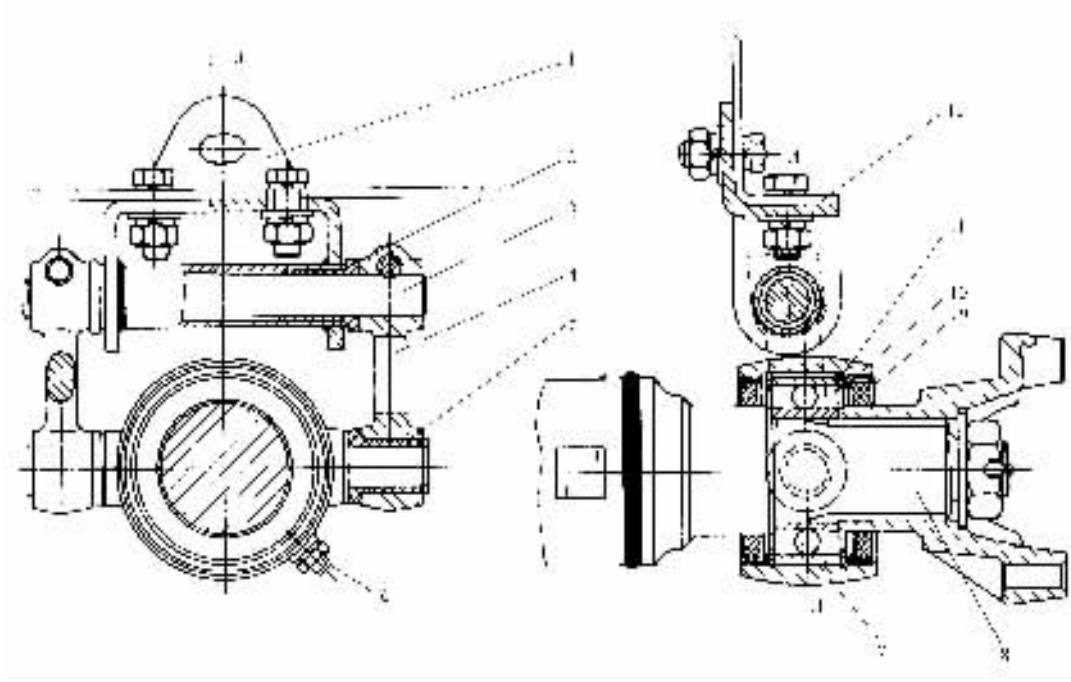


图 4－5－27 摆动式中间支承

1－支架；2－橡胶衬套；3－支承轴；4－摆臂；5－橡胶衬套；6－滑脂嘴；7－轴承；8－中间传动轴；9－油封；10－支承座；11－卡环；12－车架横梁

动轴 6 和后桥传动轴 9 组成，两根传动轴均有花键轴和套管叉，都可以伸缩。两传动轴 6 和 9 之间通过两个十字轴式刚性万向节和中间支承轴（图 4－5－29 中标号 13 所指）相联系，并通过中间支承 8 支承于中驱动桥 7 的桥壳上。这样与支承在车架上相比，能使万向节主动轴与从动轴间的交角小一些。

中间支承的结构见图 4－5－29。中间支承轴 13 支于安装在中间支承壳体 14 内的两个圆锥滚子轴承 10 上。整个中间支承用两个 U 形螺栓 4 和托板 2 固定在中桥壳 3 上，并用两个定位销 17 在中桥壳上定位。调整垫片 9 用以调整滚动轴承的紧度。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

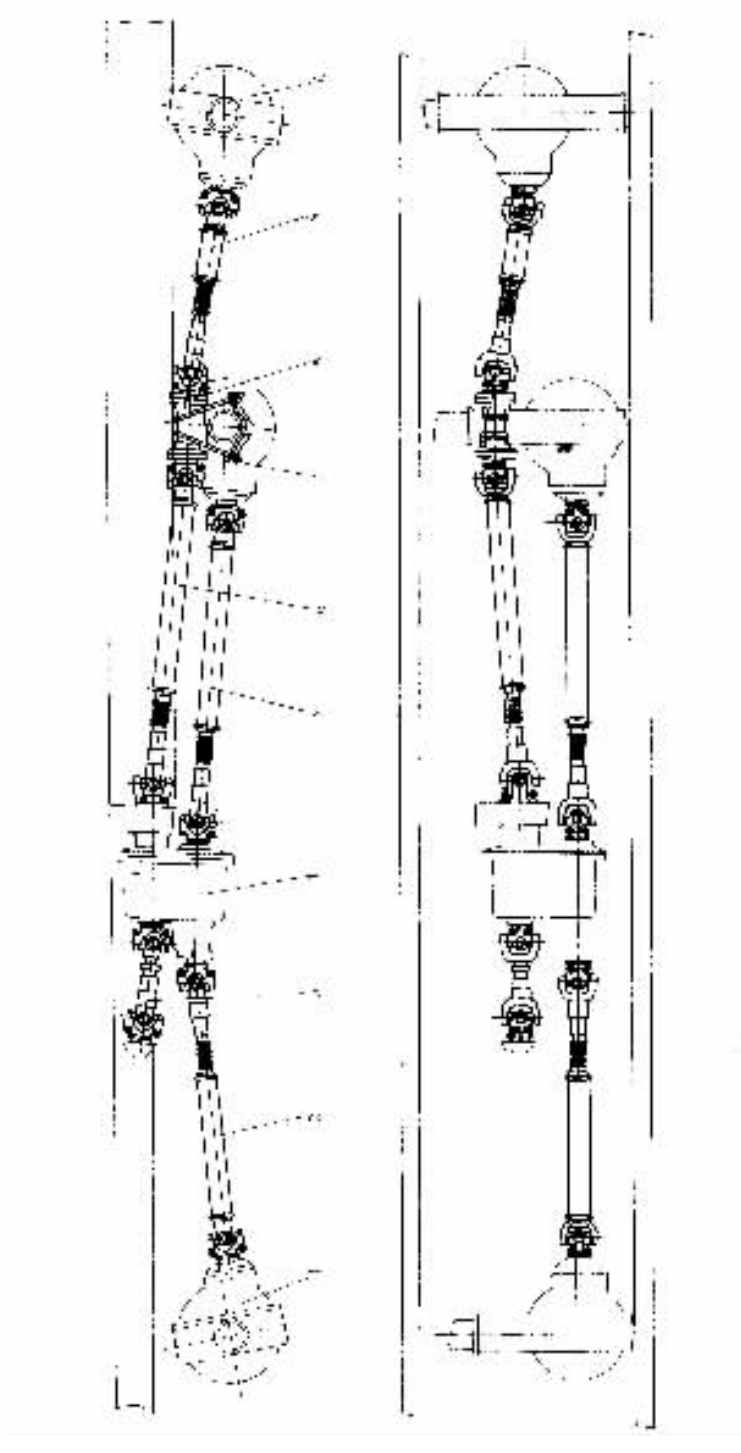


图 4－5－28　**东风** EQ2080 **型汽车传动轴的布置**

1－**前驱动桥**；2－**前桥传动轴**；3－**传动轴**；4－**分动器**；5－**中桥传动轴**；6－**后桥中间传动轴**；7－**中驱动桥**；8－**中间支承**；9－**后桥传动轴**；10－**后驱动桥**

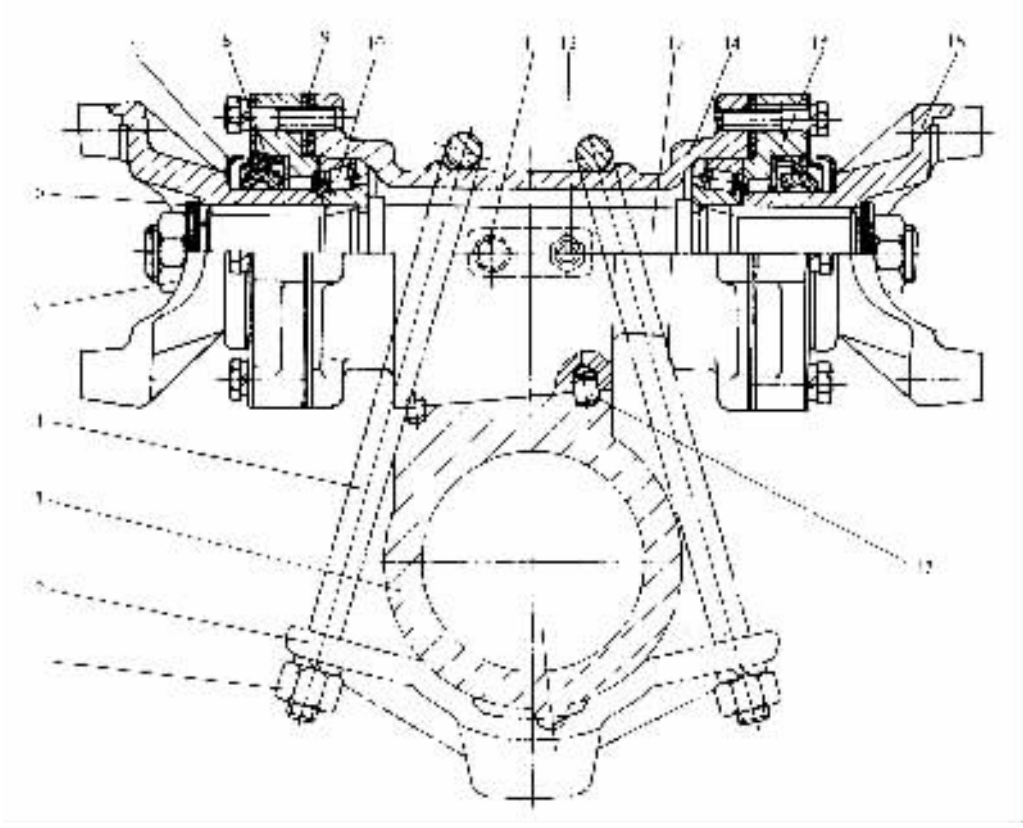


图 4－5－29 东风 EQ2080 型汽车传动轴中间支承

1－U 形螺栓紧固螺母；2－中间支承托板；3－中桥壳；4－U 形螺栓；5－万向节叉紧固螺母；6－垫片；7－防尘罩；8－油封；9－调整垫片；10－圆锥滚子轴承；11－通气塞；12－滑脂嘴；13－中间支承轴；14－中间支承壳体；15－油封座；16－万向节叉；17－定位销

第二节 万向节传动的运动学及等角速传动条件

对于由主、从动万向节叉和十字轴组成的单万向节传动，当主、从动万向节叉的轴线夹角为 α 时，如图 4－5－30 所示，则在 C_1 点的圆周速度 v_c 为

$$v_c = r_1\omega_1 = r_2\omega_2 \tag{4-5-1}$$

式中 r_1, r_2——C_1 点至两叉轴中心线的垂直距离，$r_1 = AC_1\sin\beta_1$；$r_2 = BC_1\sin\beta_2$；

$AC_1, BC_1, \beta_1, \beta_2$——见图 4－5－30；

ω_1, ω_2——万向节主、从动叉轴的角速度。

由上式可知，ω_1 与 ω_2 的相等条件是 $r_1 = r_2$，即 $AC_1\sin\beta_1 = BC_1\sin\beta_2$。因 $AC_1 = BC_1$，故为了使 $\omega_1 = \omega_2$，必须使 C_1 点位于主、从动叉轴夹角的等分线上，且在旋转的两叉轴改变夹角 α 的情况下仍然如此。对于普通单个十字轴万向节，这是不可能的。由图 4－5－30 可见，当两叉轴夹角为 α，主动叉轴在起始位置（即其转角 $\varphi_1 = 0°$）时，C_1 点向一个方向偏离夹角等分线 $O-O$ 的偏离值为 $\frac{1}{2}\alpha$；当主动叉轴转至 90°位置（即 $\varphi_1 - 90°$）时，相当的 C_2 点则向另一方向

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

偏离$\frac{1}{2}\alpha$。只有当夹角 $\alpha=0°$时，C_1、C_2 点才会位于夹角等分线(面)上。因此，普通十字轴万向节不是等速万向节。

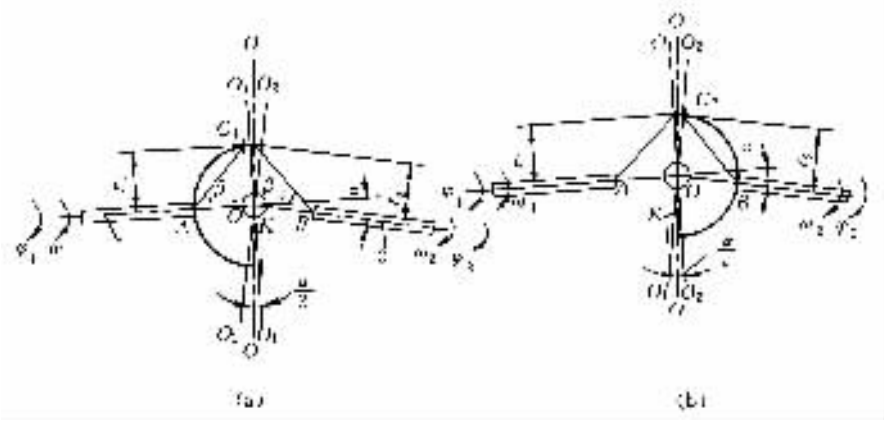


图 4－5－30　单个十字轴万向节工作时的几何关系

(a)起始位置($\varphi_1=0°$)；(b)主动轴转至 90°的位置($\varphi_1=90°$)

根据机械原理，单个十字轴万向节主、从动叉轴转角 φ_1、φ_2 间的关系为

$$\tan\varphi_1=\tan\varphi_2\cdot\cos\alpha \tag{4-5-2}$$

式中　φ_1——主动叉轴转角，定义为万向节主动叉所在平面与万向节主、从动叉轴所在平面的夹角；

φ_2——与 φ_1 相对应的从动叉轴转角；

α——主、从动叉轴之间的夹角。

上式又可写为

$$\varphi_1=\arctan\left(\frac{\tan\varphi_1}{\cos\alpha}\right)$$

若夹角 α 不变，将上式两边对时间求导数，整理后可得

$$\frac{\mathrm{d}\varphi_2}{\mathrm{d}t}=\frac{\cos\alpha}{1-\sin^2\alpha\cos^2\varphi_1}\cdot\frac{\mathrm{d}\varphi_1}{\mathrm{d}t}$$

式中　$\frac{\mathrm{d}\varphi_1}{\mathrm{d}t}=\omega_1$，$\frac{\mathrm{d}\varphi_2}{\mathrm{d}t}=\omega_2$ 分别为主、从动叉轴的角速度，则上式又可改写为

$$\frac{\omega_2}{\omega_1}=\frac{\cos\alpha}{1-\sin^2\alpha\cos^2\varphi_1} \tag{4-5-3}$$

在上式中，因 $\cos\varphi_1$ 是周期为 π 的周期函数，故 ω_2/ω_1 亦为周期为丌的周期函数。如 ω_1 不变，则 ω_2 每转 2π 角将变化两次。且当 $\varphi_1=0,\pi,2\pi,\cdots$时，$\omega_2/\omega_1=1/\cos\alpha$ 达最大值；当 $\varphi_1=\frac{\pi}{2},\frac{3}{2}\pi,\cdots$时，$\omega_1/\omega_2=\cos\alpha$ 达最小值。即

$$\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)_{\max}=\frac{1}{\cos\alpha} \tag{4-5-4}$$

$$\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)_{\min}=\cos\alpha \tag{4-5-5}$$

由上两式可知，十字轴万向节主、从动叉轴的角速度间存在下列不等式：

$$\omega_1\cos\alpha \leqslant \omega_2 \leqslant \omega_1/\cos\alpha \tag{4-5-6}$$

$(\varphi_1-\varphi_2)$与 α 间的关系见图。从动叉轴旋转的不均匀性可用其不均匀系数 K 来表征：

$$K=(\omega_{2\max}-\omega_{2\min})/\omega_1=\frac{1}{\cos\alpha}-\cos\alpha=(1-\cos^2\alpha)/\cos\alpha$$

单个十字轴万向节传动的不均匀性可通过加装一个同样万向节并把与传动轴相连的两个万向节叉布置在同一平面内，且使两万向节的夹角相等的方法来消除，以达到等角速的目的。这是因为在第一个万向节之后的转速按式(4－5－4)为 $\omega=\omega_1/\cos\alpha_1$，在第二个万向节之后的转速按式(4－5－5)为 $\omega_2=\omega\cos\alpha_2=\omega_1(\cos\alpha_2/\cos\alpha_1)$。因此当两个万向节的夹角 α_1 与 α_2 相等时，$\omega_2=\omega_1$，即可得到等角速传动。双万向节传动的等角速条件也可利用式来(4－5－2)来证明。设双万向节传动的输入轴的转角为 φ_1，传动轴的转角为 φ_2，输出轴的转角为 φ_3，则由式(4－5－2)知

$$\tan\varphi_1=\tan\varphi_2\cos\alpha_1$$

$$\tan\varphi_3=\tan\varphi_2\cos\alpha_2$$

两式相除得

$$\frac{\tan\varphi_3}{\tan\varphi_1}=\frac{\cos\alpha_2}{\cos\alpha_1}$$

因此，当 $\alpha_2=\alpha_1$ 时，必有 $\varphi_3=\varphi_1$，即得等角速传动。

对于多万向节传动，当有四个十字轴万向节、三根传动轴并带中间支承且各轴线位于同一平面内(图 4－5－31(a))时，输出轴 E 与输入轴 A 的等角速条件是 $\alpha_1=\alpha_2$，$\alpha_3=\alpha_4$，且与前、后传动轴相连接的万向蓖叉应位于同一平面内；当有三个十字轴万向节、两根传动轴并带中间支承时(图 4－5－31(b))，设输入轴Ⅰ、中间传动轴Ⅱ、传动轴Ⅲ和输出轴Ⅳ的轴线位于同一平面内，中间传动轴两端的万向节叉互成 90°，传动轴两端的万向节叉布置在同一平面内，输出轴与输入轴等角速旋转的条件由式(4－5－2)可不难导出

$$\tan\varphi_1=\tan\varphi_2\cos\alpha_1$$

$$\tan\varphi_2=\tan\varphi_3\cos\alpha_2$$

$$\tan\varphi_4=\tan\varphi_3\cos\alpha_3$$

整理后可得

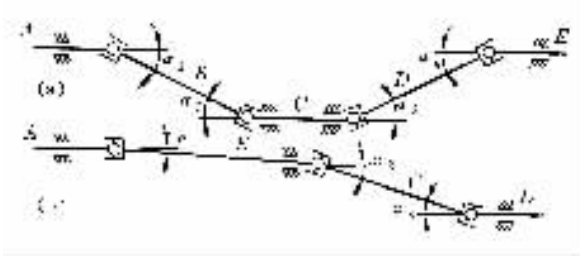


图 4－5－31 多万向节传动

(a)三传动轴四万向节并带有中间支承的布置；

(b)双传动轴三万向节的布置

$$\frac{\tan\varphi_4}{\tan\varphi_1}=\frac{\cos\alpha_3}{\cos\alpha_1\cdot\cos\alpha_2}$$

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

因此，为保证 $\varphi_4 = \varphi_1$，三个十字轴万向节的夹角必须满足如下的关系式：

$$\cos\alpha_3 = \cos\alpha_1 \cdot \cos\alpha_2 \tag{4-5-7}$$

应指出，在汽车行驶过程中，三万向节传动的夹角在 α_1 不变的条件下，α_2、α_3 可能改变，因此，实际上要想使三万向节传动始终保持等角速传动是不可能的。且安装时应使前万向节有某一夹角，以免引起滚针轴承的受力不均匀和不均匀磨损。

还应指出，上述分析中传动轴的夹角 α 在汽车传动系中是空间某一平面上的夹角。在设计中若已知汽车总布置图中的主、俯视图上的万向节夹角 α_z 和 α_F，则其实际夹角 α 为

$$\tan\alpha = \sqrt{(\tan\alpha_2)2 + (\tan\alpha_F)2} \tag{4-5-8}$$

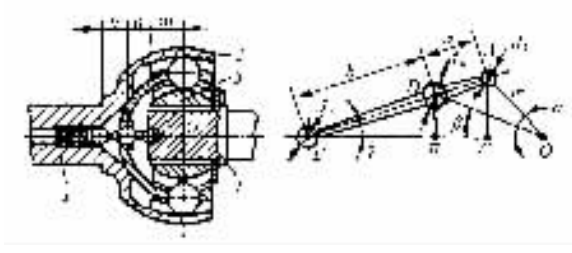


图 4－5－32　球笼式万向节分度杆的结构尺寸

对于带分度机构的球笼式万向节，必须合理地选择分度杆的结构尺寸，才能实现传力钢球位于两轴夹角的平分面上，以满足等角速传动的运动学要求。图 4－5－32 给出了其分度杆的尺寸关系，由该图可见，当两轴间的夹角 α 改变时，距离 m 亦随之改变并与球笼的转角 β 有关。为了得到等角速传动，必须使球笼的转角等于两轴夹角之半，即使 $\beta = 0.5\alpha$。分度杆的结构尺寸（见图 4－5－32）有如下关系：

$$AC = m\sin\alpha \qquad \frac{DE}{AC} = b/(a+b)$$

$$DE = m\sin\alpha\,[b/(a+b)]$$

$$EO = BO - EO = m\cos\alpha + a\cos\gamma$$

$$\tan\beta = \frac{DE}{EO} = \frac{m[b/(a+b)]\sin\alpha}{m\cos\alpha + a\cos\gamma}$$

而　$(a+b)\sin\gamma = m\sin\alpha$

则有

$$\tan\beta = \frac{m[b/(a+b)]\sin\alpha}{m\cos\alpha + a\sqrt{1-\left(\frac{m\sin\alpha}{a+b}\right)^2}} \tag{4-5-9}$$

根据上式可选择 m，a 及 b 的值，以使在足够大的转角范围内保持 $\beta \approx 0.5\alpha$ 这一等角速条件。根据有关资料推荐，当最大夹角 $\alpha = 35°$ 时，为了保证 $\beta = 0.5\alpha$，必须使 $\frac{m}{b} = 0.65$；$\frac{a}{b} = 0.35$。$\frac{m}{b}$ 与角 α 的关系如图 4－5－33 所示，钢球直径 d 与尺寸 a、b 及分度杆各球面尺寸系列见表 4－5－1。

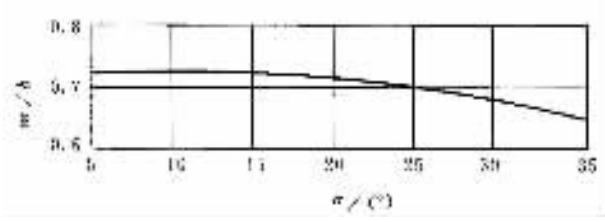


图 4－5－33 m/b 与角 α 的关系

表 4－5－1 钢球直径及分度杆尺寸系列

型号	尺寸(见图 4－5－32)/mm						推荐使用转矩/N·m
	钢球直径 d	a	b	d_1	d_2	d_3	
A	$19.05\left(\frac{3''}{4}\right)$	10.5	27.2	10	14	11	1500
B	$20.64\left(\frac{13''}{16}\right)$	11	29.5	11	15	12	1750
C	$22.2\left(\frac{7''}{8}\right)$	11.5	30.5	11.5	16	13	2300
D	$24.6\left(\frac{31''}{32}\right)$	13	35	13	17	14	3000
E	$26.69\left(1\frac{1''}{16}\right)$	14.5	39	14	19	15	4150
G	$31.75\left(1\frac{1''}{4}\right)$	16.5	44.5	17	23	17	6900
L	$41.27\left(1\frac{5''}{8}\right)$	22	59	21	30	23	15000

双联式万向节的特点是具有两个摆动中心，且其中一个摆动中心可以轴向移动。如该图所示，当轴 1 偏转 α 角时，该轴的摆动中心 A 移到 A'，轴 4 的摆动中心 B 则移到 B'，而两摆动中心间的距离 $AB = AC + CB = a + b$ 则保持不变，并等于中间架前、后万向节叉孔间的距离。中间架相当于连接着前、后单十字轴万向节的一根传动轴，其前、后万向节叉应在同一平面内且前、后万向节的夹角 α_1 与 α_2 应相等，以得到等角速传动。为了达到此目的，下面研究一下有关结构参数间的关系。

$\triangle A'B'C$ 并根据正弦定理有

$$b/\sin\alpha_1 = (a+b)/\sin(180-\alpha) = (a+b)/\sin\alpha$$

由此可得到 α_1 与 α 的关系式：

$$\sin\alpha_1 = \frac{b}{a+b}\sin\alpha \tag{4-5-10}$$

将 $\alpha = \alpha_1 + \alpha_2$ 代入上式，经整理得 α_1 与 α_2 的关系式：

$$\cos\alpha_1 = \frac{[(a+b)/b] - \cos\alpha_2}{\sin\alpha_2} \tag{4-5-11}$$

令上式中的 $\alpha_1 = \alpha_2$，则得 a，b 与 α_1 的关系式：

$$\cos\alpha_1 = (a+b)/2b$$

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

对于已确定的 a 值、b 值，a_1 与 α_2 仅在某一转角值 α 时才可能相等，而在所有其他转角值时有所差别，因此双联式万向节在不同转角下只能是近似等角速传动。

第三节　万向传动轴的设计计算

万向传动轴的结构与其所连接的万向节的结构有关。通常，万向传动轴由中间部分和端部组成。中间部分可为实心轴或为空心的轴管。实心轴仅用于作为与等速万向节相连的转向驱动桥的半轴或用作断开式驱动桥和 de Dion 桥的摆动半轴；空心的轴管具有较小的质量但能传递较大的转矩，且比实心轴具有更高的临界转速，故用作汽车传动系的万向传动轴。

传动轴管由低碳钢板卷制的电焊钢管制成，轴管外径及壁厚（或内径）是根据所传最大转矩、最高转速及长度按有关标准（YB242—63）选定，并校核临界转速及扭转强度。

传动轴的临界转速与其长度及断面尺寸等有关。由于沿轴管表面钢材质量分布的不均匀性以及在旋转时其本身质量产生的离心力所引起的静挠度，使轴管产生弯曲应力，后者在一定的转速下会导致轴管的断裂。所谓传动轴的临界转速是指旋转轴失去稳定性的最低转速，它决定于传动轴的尺寸、结构及其支承情况。为了确定临界转速，可研究一下两端自由地支承于刚性球铰上的轴（见图 4－5－34(a)）。设轴的质量 m 集中于 O 点，且 O 点偏离旋转轴线的量为 e，当轴以角速度 ω 旋转时，产生的离心力为

$$F = m\omega^2(e + y)$$

式中　y——轴在其离心力作用下产生的挠度。

与离心力相平衡的弹性力为

$$P = cy$$

式中　c——轴的侧向刚度。对于质量分布均匀且两端自由地支承于球形铰接的轴，其侧向刚度　$c = (384/5)(EJ/L^3)$；

E——材料的弹性模量，可取 $E = 2.15 \times 10^5 \text{MPa}$；

J——轴管截面的抗弯惯性矩。

$$J = [\pi(D^4 - d^4)]/64$$

因

$$F = m\omega^2(e + y) = P = cy$$

故有

$$y = m\omega^2 e/(c - m\omega^2)$$

认为在达到临界转速的角速度 ω_c 时传动轴将破坏，即 $y \to \infty$，则有：

$$c - m\omega^2 c = 0$$

$$\omega c = \sqrt{\frac{c}{m}} \tag{4-5-13}$$

对于传动轴管

$$m = 0.25[\pi(D^2 - d^2)] \cdot L\rho$$

式中　D，d——轴管的外径及内径，mm；

L——传动轴的支承长度，取两万向节之中心距，mm；

ρ——轴管材料的密度，对于钢 $\rho = 0.8 \times 10^{-5} \text{kg/mm}^3$。

将上述 c、J 及 m 的表达式代入式（4－5－13），令

$$\omega_c = \pi n_c/30$$

则得传动轴的临界转速 n_c（r/min）为

$$n_c = 1.2 \times 10^8 \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{L^2} \tag{4-5-14}$$

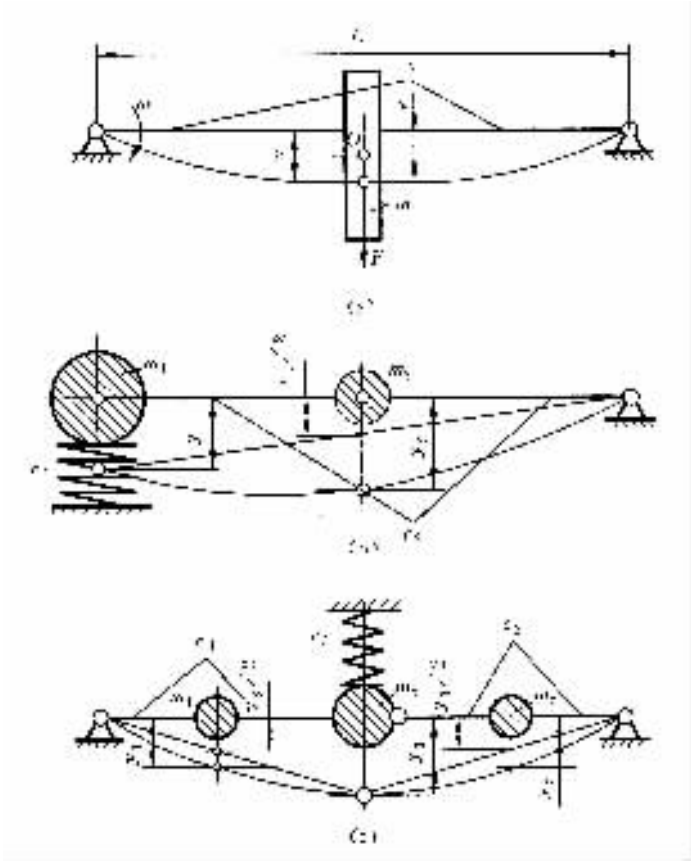


图 4-5-34 传动轴临界转速计算用简图

(a)两端为刚性球铰支承;(b)前端与加长的变速器相连;(c)带有弹性中间支承的双传动轴传动

由于传动轴动平衡的误差、伸缩花键联接的间隙以及支承的非刚性等,传动轴的实际临界转速要低于按上式计算的值。因此应引进安全系数 K,并取

$$K = n_c / n_{max} = 1.2 \sim 2.0 \tag{4-5-15}$$

式中 n_{max}——相应于最高车速时的传动轴最大转速,r/min;

n_c——传动轴的计算临界转速,r/min。

$K = 1.2$ 用于精确的动平衡、高精度的伸缩花键及极微小的万向节间隙时。

传动轴总成应进行动平衡,其不平衡度为:对轿车及轻型客、货车,在 3000~6000r·/min 时不大于 1~2N·mm;对 5t 以上的货车,在 1000~4000r/min 时不大于 10N·mm。十字轴端面磨损会使其轴向间隙及窜动增大而影响动平衡,因此应严格控制该间隙或采用弹性盖板,有的可加装端面滚针轴承。传动轴总成的径向全跳动应不大于 0.5~0.8mm。

由式(4-5-15)可以确定传动轴总成的最大可能长度,如果它小于汽车总布置所要求的传动轴尺寸,则需在变速器和后驱动桥之间安置两根万向传动轴,且在它们的联接处(在前传动轴后端)需设置固定在车架或车身上的中间支承。在某些轿车上,为了缩短传动轴的长度而采用加长的变速器。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

当万向传动轴的前端与加长的变速器相联时，分析表明，这时由于传动轴前端支承系统——变速器壳及其加长的后壳、离合器以及它们的承具有明显的柔性，使传动轴的前端犹如架在弹性支承上，其计算简图如图 4－5－34(b)，所贰当传动系的横向振动固有频率一定时，传动轴的这种支承系统会使其振动特性有明显的改变。

式 4－5－15 是在假定传动轴两端支承于刚性球铰上的条件下求出的，它也没有考虑万向节的质量。因此，这里需再分析一下传动轴前端为弹性支承、后端为刚性支承(图 4－5－34(b))这样一个系统的情况。

利用拉格朗日方程求出系统的固有角频率，则有

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\left(\frac{\partial_{\mathrm{Ek}}}{\partial_{\mathrm{yi}}}\right)+\frac{\partial_{\mathrm{EP}}}{\partial_{\mathrm{yi}}}=0$$

式中　E_{k} 与 E_{P} 分别为系统的动能与势能：

$$E_{\mathrm{k}}=0.5m_1\dot{y}_1^2+0.5m_2\dot{y}_2^2;$$

$$E_{\mathrm{P}}=0.5c_1{y_1}^2+0.5c_2\left(y_2-\frac{y_1}{2}\right)^2$$

式中　m_1——前万向节及变速器加长部分的质量；

m_2——传动轴管的质量；

c_1，c_2——变速器加长部分及传动轴的刚度。

y_1，y_2——相应的位移，见图 4－5－34。

则系统质量的运动方程为

$$m_1\ddot{y}_1+c_1y_1-\frac{1}{2}c_2\left(y_2-\frac{y_1}{2}\right)=0 \tag{4-5-16}$$

$$m_2\ddot{y}_2+\frac{1}{2}c_2\left(y_2-\frac{y_1}{2}\right)=0 \tag{4-5-17}$$

令 $y_{\mathrm{i}}=A_{\mathrm{i}}\sin\omega t$，代入式(4－5－16)、式(4－5－17)得

$$-A_1m_1\omega^2+c_1A_1-\frac{1}{2}c_2\left(A_2-\frac{A_1}{2}\right)=0$$

$$-A_2m_2\omega^2+\frac{1}{2}c_2\left(A_2-\frac{A_1}{2}\right)=0$$

由以上两式可得到

$$A_1=\frac{c_2A_2}{2\left(c_1-m_1\omega^2+\frac{c_2}{4}\right)}\quad\text{或}\quad A_1=\frac{4A_2\left(\frac{c_2}{2}-m_2\omega^2\right)}{c_2}$$

对后两式整理后得系统的固有角频率方程为

$$\omega^4-A\omega^2+B=0 \tag{4-5-18}$$

式中

$$A=\frac{c_1}{m_1}+\frac{c_2}{4m_1}+\frac{c_2}{2m_2};\quad B=\frac{c_1c_2}{2m_1m_2}$$

由式 4－5－18 可解得两个固有角频率，其中一个与变速器加长部分的柔度有关。在大柔度下系统会在汽车使用车速下就产生共振，引起大的噪声和剧烈的振动并破坏万向节传动的正常工作。提高变速器加长部分的刚度则可使系统避开在这一频率下的共振。

对于带有橡胶弹性中间支承的万向节传动，其固有角频率可利用图 4－5－34(c)所示的简图来确定。该系统的动能和势能为

$$E_k = \frac{1}{2}(m_1\dot{y}_1^2 + m_2\dot{y}^2 + m_3\dot{y}_3^2)$$

$$E_P = \frac{1}{2}\left[\left(c_3y_3^2 + c_1\left(y_1 - \frac{y_3}{2}\right)\right)^2 + c_2\left(y_2 - \frac{y_3}{2}\right)^2\right]$$

系统质量的运动方程为

$$\left.\begin{aligned} &m_1\ddot{y}_1 + c_1\left(y_1 - \frac{y_3}{2}\right) = 0 \\ &m_2\ddot{y}_2 + c_2\left(y_2 - \frac{y_3}{2}\right) = 0 \\ &m_3\ddot{y}_3 + c_3y_3 - \frac{c_1}{2}\left(y_1 - \frac{y_3}{2}\right) - \frac{c_2}{2}\left(y_2 - \frac{y_3}{2}\right) = 0 \end{aligned}\right\} \tag{4－5－19}$$

令 $y_i = A_i\sin\omega t$，代入上列方程中并按前述类似步骤可求出图 4－5－34(c)所示系统的固有角频率方程为

$$\omega^6 - A\omega^4 + B\omega^2 + C = 0 \tag{4－5－20}$$

式中 $m_1, m_2, c_1, c_2, y_1, y_2$——第一、二传动轴的质量、刚度和挠度；

m_3——中间支承和万向节的总质量；

c_3, y_3——中间支承的刚度及位移。

这样的系统具有三个固有角频率，传动轴的角速度与其中任何一个固有角频率相一致时，都会引起共振产生。其中一个最低的固有频率与中间支承有关。因此，现代汽车万向节传动中间支承的刚度，应选择得不会由于发动机的扰动而导致在使用车速范围内产生共振。

万向传动轴的断面尺寸除应满足临界转速的要求外，还应保证有足够的扭转强度。传动轴的最大扭转应力 τ(MPa)可按下式计算：

$$\tau = T_{e\,max}\, i_{gI}\, i_{FI}\, k_d / W_\tau \tag{4－5－21}$$

式中 $T_{e\,max}$——发动机的最大转矩，N·mm；

i_{gI}, i_{FI}——变速器的一档传动比和分动器的低档传动比；

k_d——动载系数；

W_τ——抗扭截面系数。

对于传动轴管，上式又可表达为

$$\tau = \frac{16DT}{\pi(D^4 - d^4)} \tag{4－5－22}$$

式中 T——传动轴计算转矩，$T = T_{max}\, i_{gI}\, i_{FI}\, k_d$，N·mm；

D, d——传动轴管的外径和内径，mm。

按上式计算得出的传动轴管扭转应力 τ 不应大于 300MPa。

上式亦可用于计算万向传动的实心轴，例如传动轴一端的花键轴和转向驱动桥的半轴以及断开式驱动桥和 de Dion 桥的摆动半轴，并取上式的 $d = 0$。对于花键轴：D 取花键的内径，且其许用应力一般按安全系数为 2～3 确定。

传动轴的扭转角 θ(rad)为

$$\theta = T_{e\,max}\, i_{gI}\, i_{FI}\, L/(GI_p) \tag{4－5－23}$$

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

式中　L——万向传动轴的长度，mm；

G——轴材料的剪切弹性模量，对钢材：$G = 8 \times 10^4 \sim 8.3 \times 10^4$MPa；

I_p——轴横断面的极惯性矩。

还应计算传动轴花键的齿侧挤压应力 σ_j(MPa)为

$$\sigma_J = \frac{T}{\left(\frac{D_1 + D_2}{4}\right)\left(\frac{D_1 + D_2}{2}\right) zL} \tag{4-5-24}$$

式中　T——计算转矩，N·mm；

D_1，D_2——花键的外径和内径，mm；

z，L——花键的齿数和键齿有效长度，mm。

当花键的齿面硬度大于 HRC35 时，传动轴伸缩花键的许用挤压应力为 25～50MPa。对于非滑动花键，许用挤压应力为 50～100MPa。

第四节　十字轴万向节传动的附加弯矩和惯性力矩

当十字轴万向节的主动叉轴上作用着不变的转矩 T_1 时，则与它成夹角 α 的从动叉轴上的转矩 T_2 将随叉的转角而变化，除非其主、从动叉轴的夹角 $\alpha = 0°$。如不计万向节的摩擦损失，则有 $T_1\omega_1 = T_2\omega_2$，代入式(4－5－3)，则可得如下的关系式：

$$T_2 = T_1 \frac{1 - \cos^2\varphi_1 \cdot \sin^2\alpha}{\cos\alpha} = T_1 \frac{\sin^2\varphi_1 + \cos^2\varphi_1 \cdot \cos^2\alpha}{\cos\alpha} \tag{4-5-25}$$

式中　φ_1——主动叉转角。

当主动叉转角 φ_1 为 90°，270°等值时得 $T_{2\max}$：

$$T_{2\max} = \frac{T_1}{\cos\alpha} \tag{4-5-26}$$

当主动叉转角 φ_1 为 0°，180°等值时得 $T_{2\min}$：

$$T_{2\min} = T_1\cos\alpha \tag{4-5-27}$$

具有夹角 α 的十字轴万向节，由于其主、从动叉轴上的转矩 T_1，T_2 作用在不同平面上，因此仅在主动叉轴上的驱动转矩和从动叉轴上的反转矩的作用下是不能平衡的。由万向节的力矩平衡来看，在万向节上必然还作用有另外的力矩。要想使十字轴平衡，必须使主、从动叉对十字轴的力矩作用平面与十字轴轴线所在平面共面。主动叉对十字轴的作用力矩除主动转矩 T_1 外，在一定 φ_1 转角下还有附加弯矩 T'_2；从动叉对十字轴的作用力矩除其反转矩 T_2 外，在一定转角下也产生附加弯矩 T'_2。正是由于这些附加弯矩的存在，补偿了 T_1 或 T_2，使得它们的力矩作用平面与十字轴轴线所在平面共面，才使十字轴万向节得以平衡。图 4－5－35 给出了在一定 φ_1 转角下产生的附加弯矩向量 T'_1，T'_2 与转矩向量 T_1，T_2 间的关系。由该图可见，当 $\varphi_1 = 0°$，180°，360°，…时，因 T_1 作用于十字轴轴线平面上，故 T'_1。必为零，这时 T_2 的作用平面与十字轴轴线所在平面不共面，故必有弯矩 T'_2 产生，且弯矩向量 T'_2 垂直于 T_2，它们的合向量($T'_2 + T_2$)与 T_1 的方向相反，大小相等，十字轴得以平衡。由力矩的向量三角形得：

$$T'_2 = T_1\sin\alpha \tag{4-5-28}$$

当 $\varphi_1 = 90°$，270°，450°，…时，同理可知 T'_2 为零，则主动叉上的附加弯矩为

$$T'_1 = T_1\tan\alpha \tag{4-5-29}$$

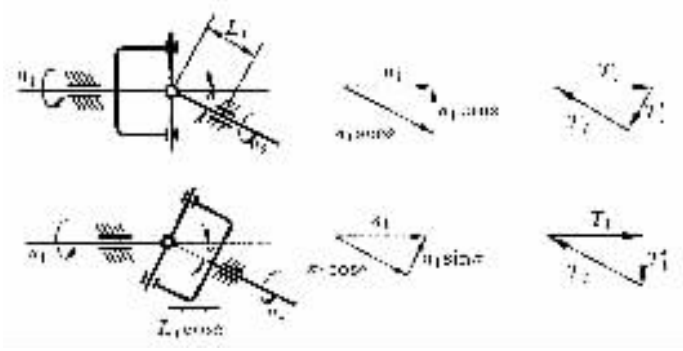


图 4－5－35 十字轴万向节的力矩平衡

由上述可知，附加弯矩 T_1'，T_2'在零与以上两式所表达的最大值间作周期为 180°的变化。T_2'使从动叉轴支承承受周期性变化的径向载荷为

$$P_{\text{II}} = \frac{T_2'}{L_{\text{II}}} = \frac{T_1 \sin\alpha}{L_{\text{II}}} \tag{4－5－30}$$

式中 L_{II}——万向节中心至从动叉轴支承间的距离。

这时，万向节也承受与上力大小相等、方向相反的力。与此方向相反的反作用力矩则由主动叉轴的支承所承受。

同样，T_1'使主动叉轴支承承受周期性变化的径向载荷，万向节也承受与其大小相等、方向相反的力。而在从动轴支承和万向节上造成大小相等、方向相反的侧向载荷

$$P_{\text{II}} = \frac{T_1 \tan\alpha}{L_{\text{II}} \cos\alpha} \tag{4－5－31}$$

附加弯矩在万向节主、从动叉轴支承上引起周期性变化的径向脉冲载荷，可能激起支承振动。此附加弯矩使传动轴产生附加应力和变形，从而降低传动轴的疲劳强度和破坏转速。

如前所述，普通十字轴万向节不是等速万向节，如果主动叉轴转速不变，则从动叉轴周期地加速、减速旋转，产生的惯性力矩为

$$T_1 = I_2 \varepsilon_2 \tag{4－5－32}$$

式中 I_2——从动叉轴旋转质量的转动惯量；

ε_2——从动叉轴的角加速度，可通过对式(4－5－3)求导得出：

$$\varepsilon_2 = \frac{\omega_1^2 \cos\alpha \cdot \sin^2\alpha \cdot \sin^2\varphi_1}{(1 - \sin^2\alpha \cdot \cos^2\varphi_1)^2} \tag{4－5－33}$$

当转速很高时，由于从动叉轴运转的不均匀性加剧，所产生的惯性载荷有可能大大超过其工作载荷，且交变地作用着。应采取有效措施降低万向节传动的动载荷。

第五节 万向节的设计计算

由于十字轴万向节主、从动叉轴转矩 T_1，T_2 的作用，在主、从动万向节叉上产生相应的切向力 F_{t1}，F_{t2}和轴向力 F_{a1}，F_{a2}(见图 4－5－36)：

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

$$\left.\begin{aligned}
F_{t1} &= T_1/2R \\
F_{t2} &= (T_1/2R)(\sin^2\varphi_1 + \cos^2\varphi_1 \cdot \cos^2\alpha)/\cos\alpha \\
F_{a1} &= (T_1/2R)\sin\varphi_1 \cdot \tan\alpha \\
F_{a2} &= (T_1/2R)\cos\varphi_1 \cdot \sin\alpha\ \sqrt{1+\sin^2\varphi_1 \cdot \tan^2\alpha}
\end{aligned}\right\} \tag{4-5-34}$$

式中　R——切向力作用线与万向节叉轴之间的距离；

φ_1——转向节主动叉轴之转角；

α——转向节主、从动叉轴之夹角。

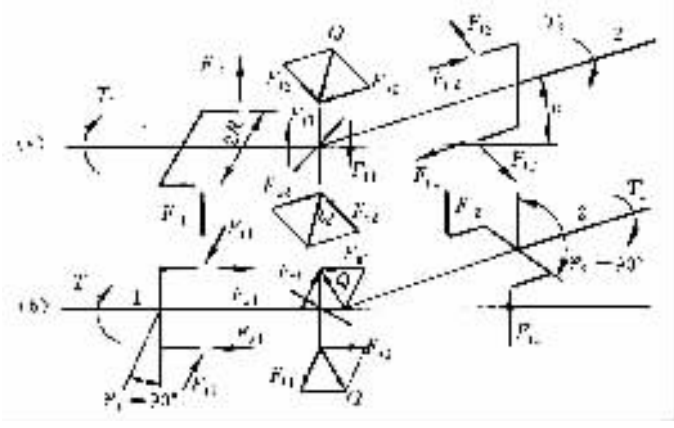


图 4－5－36　作用在万向节叉及十字轴上的力

(a)初始位置　$\varphi_1 = \varphi_2 = 0°$时；(b)主动叉轴转角 $\varphi_1 = 90°$时

在十字轴轴线所在平面内并作用于十字轴的切向力与轴向力的合力为

$$Q = \frac{T_1}{2R}\sqrt{1+\sin^2\varphi_1 \cdot \tan^2\alpha} \tag{4-5-35}$$

图 4－5－36(a)为主动叉轴位于初始位置的受力状况。此时 $\varphi_1 = \varphi_2 = 0°$，$F_{a2}$达最大值：

$$F_{a2} = (T_1/2R)\sin\alpha \tag{4-5-36}$$

图 4－5－36(b)为主动叉轴转角 $\varphi_1 = 90°$时的受力状况。这时 Q、F_{t2}及 F_{a1}均达最大值：

$$\left.\begin{aligned}
Q_{max} &= T_1/(2R\cos\alpha) \\
F_{t2\,max} &= T_1/(2R\cos\alpha) \\
F_{a1\,max} &= (T_1/2R)\tan\alpha
\end{aligned}\right\} \tag{4-5-37}$$

计算转矩 T_1 取在发动机最大转矩下且变速器处于Ⅰ档时的转矩和满载汽车的驱动车轮最大附着力矩($\varphi = 0.8$)的换算转矩两者中的较小值。

对十字轴万向节需计算其十字轴、万向节叉、凸缘、十字轴轴承和紧固件。

十字轴万向节的尺寸取决于十字轴的尺寸，而后者则是根据它在计算载荷作用下无残余变形的要求来确定的。设计时对万向节可根据其使用转矩、转速、夹角、车型以及使用寿命等要求向专业厂从系列产品中选购。

十字轴轴颈根部(见图 4－5－37(a)的截面 $A—A$ 处)的弯曲应力 σ_w 和剪切应力 τ 为

$$\sigma_w = \frac{32 d_1 Q_{max} \cdot s}{\pi(d_1^4 - d_2^4)} \tag{4-5-38}$$

$$\tau = \frac{4Q_{max}}{\pi(d_1^2 - d_2^2)} \tag{4-5-39}$$

式中 d_1——十字轴轴颈直径，mm；

d_2——十字轴轴颈油道孔直径，mm；

s——力作用点到轴颈根部的距离，mm。

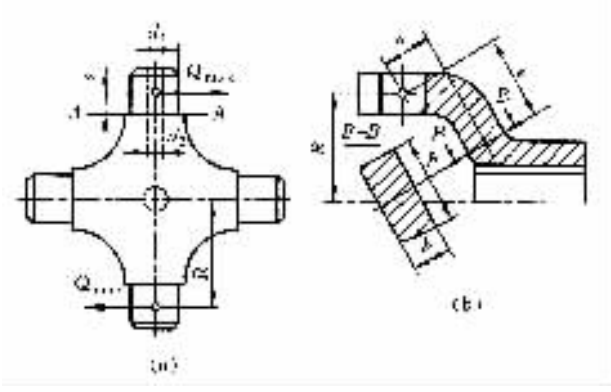


图 4-5-37 十字轴及万向节叉的计算用图

(a)十字轴；(b)万向节叉

十字轴的弯曲应力应不大于 250～350MPa；剪切应力应不大于 80～120MPa，由钢 20Cr 或 20CrMnTi，12CrNi3A 等低碳合金钢制造，经渗碳淬火，表面硬度 HRC58～65。

十字轴滚针轴承的接触应力为

$$\sigma_j = 272\sqrt{\left(\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d}\right)\frac{Q_{max}}{l}} \tag{4-5-40}$$

式中 d——滚针直径，mm；

l——滚针的工作长度，mm；

d_1——十字轴轴颈直径，mm。

滚针轴承的许用载荷检验按下式进行：

$$Q_{max} \leqslant [Q] = 79\frac{zdl}{\sqrt[3]{\frac{n_T}{i_{g1}}\tan\alpha}}, N \tag{4-5-41}$$

式中 z——滚针数；

d, l——滚针的直径和工作长度，mm；

n_T——发动机在最大转矩下的转速；

i_{g1}——自发动机至万向节间的变速机构的低档传动比；

α——万向节工作夹角。

万向节叉在 Q_{max} 力作用下承受弯曲和扭转载荷，在截面 $B-B$ 处(见图 4-5-37(b))的弯曲应力 σ_w 和扭转应力 τ_t 分别为

$$\sigma_w = \frac{Q_{max} \cdot e}{W}$$

$$\tau_t = \frac{Q_{max} \cdot a}{W_t}$$

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

式中　W，W_t——抗弯截面系数和抗扭截面系数，对于矩形截面：$W = bh^2/6$，$W_t = khb^2$；对于椭圆形截面：$W = bh^2/10$，$W_t = \frac{\pi}{16}hb^2 \approx \frac{1}{5}hb^2$；

h，b——矩形截面的高及宽或椭圆形截面的长、短轴；

k——与 h/b 有关的系数：

h/b	1.0	1.5	1.75	2.0	2.5	3.0	4.0	10
k	0.208	0.231	0.239	0.246	0.258	0.267	0.282	0.312

e，a——见图 4－5－37(b)。

万向节叉由中碳钢 35，40，45 或中碳合金钢 40CrNiMoA 制造，其弯曲应力 σ_w 不应大于 50～80MPa，扭转应力 τ_t 不应大于 80～160MPa。合应力为

$$\sigma_{\sum} = \sqrt{\sigma_w^2 + 4\tau_t^2} \tag{4-5-42}$$

装在转向驱动桥和摆动半轴驱动桥的等速万向节，其传递的最大转矩(N·mm)取为

$$T_j = T_\varphi = G_w r_r \varphi \tag{4-5-43}$$

式中　G_w——驱动车轮对水平地面的垂直载荷，N；

r_r——驱动车轮的滚动半径，mm；

φ——驱动车轮与地面的附着系数，取 $\varphi = 1.0$。

在计算带有分度机构的 Rzeppa 型球笼万向节时，钢球数应为偶数，通常用 6 个钢球沿圆周均匀分布。当沿箭头 A 方向旋转时(见图 4－5－38)，则作用于钢球上的圆周力 P 为

$$P = T_\varphi/(nR) \tag{4-5-44}$$

式中　n——钢球数，通常取 $n = 6$；

R——钢球的分布半径，mm。

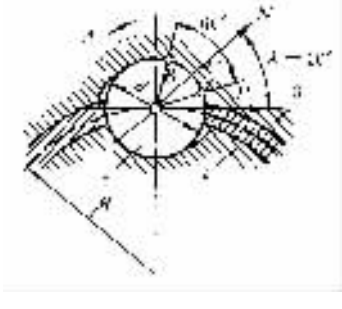


图 4－5－38　Rzeppa 型球笼万向节受力分析图

假定内、外圆弧滚道(凹槽)与钢球之间的正压力即法向力 N 通过球的中心，则 N 与 P 的关系为

$$N = \frac{P}{\cos\lambda} = \frac{T_\varphi}{nR\cos\lambda} \tag{4-5-45}$$

式中　λ——压力角，对于 Rzeppa 型：$\lambda = 40°$。

有了作用力 N 就可按照有关计算接触应力的公式来核算其接触应力。

钢球的分布半径 R 与钢球直径 d 之比值推荐取为

$$\frac{R}{d} \approx 1.71 \tag{4-5-46}$$

将 $\lambda = 40°$，$n = 6$，$R = 1.71d$ 代入式(4－5－45)，得

$$N = \frac{T_\varphi}{7.86d}$$

为了避免钢球及滚道的过早磨损，推荐取 $N = 2660d^2$，将它代入上式，经整理后得

$$d = \sqrt[3]{\frac{T_\varphi}{21000}} \quad ,\text{mm} \tag{4-5-47}$$

在钢球直径 d 确定后，就可根据钢球的尺寸确定球笼万向节的其他尺寸。

对于 Birfield 型球笼式万向节，钢球与椭圆滚道接触点的压力角为 45°，因此作用在钢球与滚道接触点的法向压力 N 为

$$N = \frac{T_\varphi}{nR\cos\lambda} = \frac{T_\varphi}{6R\cos45°} = \frac{T_\varphi}{4.24R} \tag{4-5-48}$$

Birfield 型万向节的尺寸在国外已系列化。对于道路车辆而言，与星形套联接的轴的直径 s(mm)作为万向节的名义尺寸，可按下式计算：

$$s = \sqrt[3]{\frac{T_\varphi \cdot S_F}{87.2}} \tag{4-5-49}$$

式中 T_φ——按式(4－5－43)计算，N·mm；

S_F——使用因素：对无振动的理想传动取 1；有轻微振动的取 1.2～1.5；有中等振动的取 1.7～2.0；有重振动的取 2.2～2.5；有十分严重振动的取 2.7～3.6。

求出 s 后即可查表 4－5－2 求得万向节的其他尺寸。

在传递转矩时，钢球和滚道间产生较大的接触应力，因此对材料的要求较高。球形壳和星形套采用 15NiMo 制造并经渗碳、淬火、回火处理；钢球则选用轴承用钢球，材料为 G Cr15。

挠性万向节采用耐低温和耐油的橡胶混合材料制造，其抗拉强度不应低于 15MPa。

挠性万向节弹性元件的拉应力为

$$\sigma_L = T_{max}/(iRS) \tag{4-5-50}$$

式中 T_{max}——静强度计算用转矩，N·mm；

i——一个万向节叉上的螺栓数；

R——橡胶盘的平均半径，mm；

S——拉断面积，mm²；

$$S = (R_1 - R_2 - d_o)b$$

R_1，R_2——橡胶盘的外半径及内半径，mm；

b——橡胶盘的厚度，mm；

d_o——螺栓孔的直径，mm。

拉应力不应大于 12～15MPa。

挤压应力为

$$\sigma_J = T_{max}/(iRbd_o) \tag{4-5-51}$$

许用挤压应力 $[\sigma_J] = 8\text{MPa}$。

由橡胶带织物夹层制成的万向节橡胶盘，其最大圆周速度不应大于 15m/s。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

表 4－5－2　Birfield 等角速万向节的系列数据

（名义尺寸）			75	87	95	100	113	125	150	175	200	225	250	300
与星形套联接的轴颈直径 s		in	0.75	0.875	0.937	1.000	1.125	1.250	1.500	1.750	2.000	2.250	2.500	3.000
		mm	19.1	22.2	23.8	25.4	28.6	31.8	38.1	44.5	50.8	57.2	63.5	76.2
钢球直径		in	9/16	21/32	0.7087	3/4	27/32	15/16	$1\frac{1}{8}$	$1\frac{5}{16}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{11}{16}$	$1\frac{7}{8}$	$2\frac{1}{4}$
		mm	14.288	16.669	18.000	19.050	21.431	23.812	28.575	33.338	38.100	42.862	47.625	57.150
星形套	最大直径	mm	22.42/22.35	26.67/26.59	26.67/26.59	30.48/30.35	33.15/33.02	37.16/37.08	46.10/45.97	53.34/53.24	60.45/60.33	66.70/66.57	74.37/74.24	—
	最小直径	mm	20.22/20.09	24.67/24.56	24.69/24.56	25.53/25.40	30.61/30.48	33.35/33.22	41.28/41.15	48.08/47.96	54.10/53.98	59.66/59.54	66.55/66.42	—
	槽　距	mm	22.75/45.5	22.75/45.5	22.75/45.5	20/40	20/40	13/26	10.5/21	9/18	8/16	7.25/14.5	6.5/13	—
	花键齿数		19	23	23	23	25	18	18	18	18	18	18	—
球形壳外径		mm	70	81	88	92	103	115	137	160	182	204	227	272

第六节　万向传动轴试验

1. 扭转强度试验

又分为静扭、扭转疲劳及实车冲击强度等试验。

(1)传动轴总成的静扭试验

薄弱环节常为轴管，其屈服极限转矩不应低于最大工作转矩的 2.5 倍。十字轴和花键轴在行车中若发生折断则可能引起严重安全事故，应有更大的强度储备。

(2)传动轴总成的扭转疲劳试验及万向节的磨损与烧蚀试验

一般在封闭式试验台上以固定或可变万向节夹角且施加固定或脉冲交变负荷进行。模拟试验台应具备转速、加载转矩、传动轴摆角等的无级变化条件，甚至应考虑受泥、水、灰尘侵蚀等影响。台架试验多为对比性质，也可用密封箱创造泥、水、灰尘环境以接近实际使用情况。在疲劳和磨损试验前及后，应检查万向节和伸缩花键的配合尺寸和总成失衡量，以判断试验后的磨损情况。

(3)实车冲击试验

是以满载实车冲出低洼地和猛然起步的方法反复进行，可用转矩传感器测定其峰值转矩。

2. 性能试验

除动平衡、传动效率及等速性等的测定外，还有复合弯曲共振转速试验。为防止万向传动与传动系的固有频率共振，可用转鼓带动实车传动系旋转和在实车变速器输出轴端以一定的加振力加振，求万向传动的固有频率。

3. 等速万向节试验

有在各种安装角下的等速性、强度与刚度和寿命试验等。

第六章 驱动桥设计

第一节 驱动桥概述

汽车的驱动桥位于传动系的末端，其基本功用是增大由传动轴或直接由变速器传来的转矩，将转矩分配给左、右驱动车轮，并使左、右驱动车轮具有汽车行驶运动学所要求的差速功能；同时，驱动桥还要承受作用于路面和车架或承载式车身之间的铅垂力、纵向力和横向力及其力矩。

在一般的汽车结构中，驱动桥包括主减速器（又称主传动器）、差速器、驱动车轮的传动装置及桥壳等部件。

对于各种不同类型和用途的汽车，正确地确定上述机件的结构型式并成功地将它们组合成一个整体——驱动桥，乃是设计者必须首先解决的问题。

驱动桥的结构型式与驱动车轮的悬架结构型式密切相关。当车轮采用非独立悬架时，例如在绝大多数的载货汽车和少数的轿车上，采用的是非断开式（或整体式）驱动桥。如图 4－6－1～图 4－6－3 所示，普通的非断开式驱动桥的桥壳相当于一根联接左、右驱动车轮的刚性空心梁，而主减速器、差速器及半轴（属驱动车轮的传动装置）都装在其中。非断开式驱动桥的桥壳多采用整体式的（见图 4－6－1、图 4－6－2），也可以采用可分式的（见图 4－6－3），但由于后者在维修、调整主减速器时拆装很不方便，故已很少采用。有些汽车为了提高其行驶平顺性而采用独立悬架时，则配以断开式驱动桥。这种驱动桥无刚性整体桥壳，有单铰节式（如图 4－6－4 所示，左、右两段桥壳仅由一销轴相联，且仅有一侧的半轴为分段式的，可相对主减速器做上下摆动）和双铰节式（如图 4－6－5 所示，左、右两半轴均可相对主减速器做上下摆动），且其主减速器安装在车架或承载式车身上，而两侧车轮则与车架或承载式车身作弹性联接，并可彼此独立地分别相对于车架或承载式车身做上下摆动，这样就要求左右半轴及其相应外壳作相应的摆动，因此又称为带有摆动半轴的驱动桥。

汽车传动系的总任务是传递发动机的动力，并使之适应于汽车行驶的需要。在一般汽车的机械式传动中，有了变速器（有时还有副变速器或分动器）还不能完全解决发动机特性与汽车行驶要求间的矛盾和结构布置上的问题。首先是因为绝大多数的发动机在汽车上是纵向安置的，为使其转矩能传给左、右驱动车轮，必须由驱动桥的主减速器来改变转矩的传递方向，同时还得由驱动桥的差速器来解决左、右驱动车轮的差速要求及转矩分配问题。其次是因为变速器的主要任务仅在于通过选择适当的排档数目及各档传动比，以使内燃机的转矩一转速特性能适应汽车在各种行驶阻力下对动力性与燃料经济性的要求，而驱动桥主减速器（有时还有轮边减速器）的功用则在于当变速器处于最高档位（通常为直接档，有时还有超速档）时，使汽车有足够的牵引力、适当的最高车速和良好的燃料经济性。为此，需将经过变速器、传动轴传来的动力，通过驱动桥的主减速器，作进一步增大转矩、降低转速的变化。因此，为了使汽车传动系设计得合理，首先必须选择好传动系的总传动比，并恰当地将其分配给变速器和驱动桥，

机械学习资料 www.jixie.com 免费下载

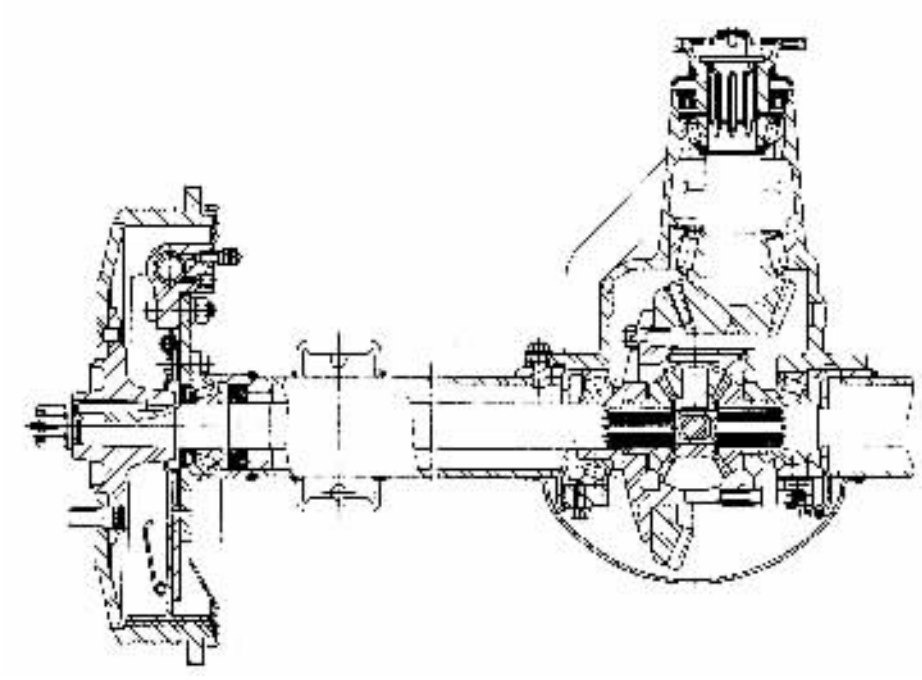


图 4－6－1　用于某高级轿车的非断开式后驱动桥(整体式桥壳)

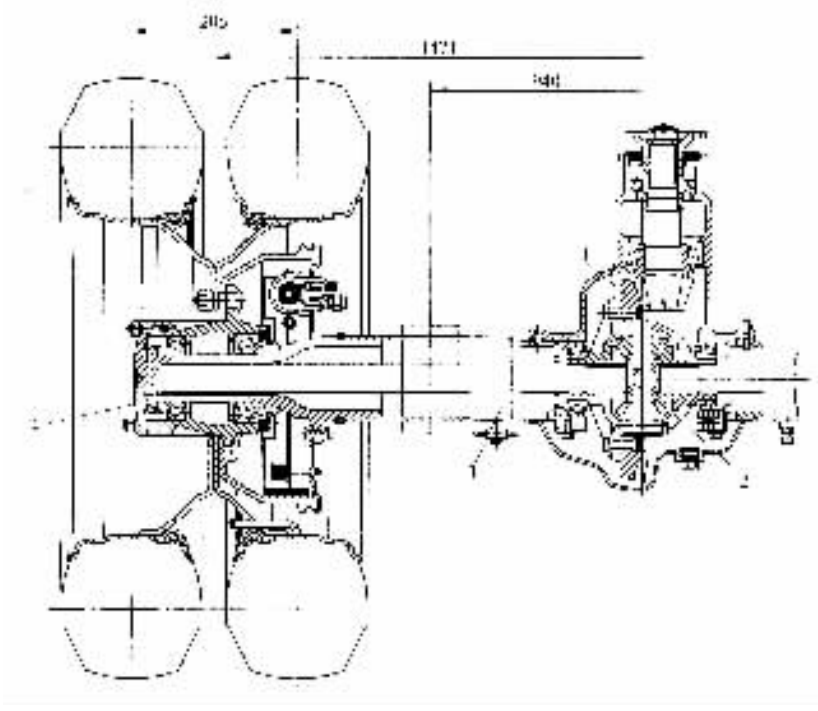


图 4－6－2　用于某轻型载货汽车的非断开式驱动桥(整体式桥壳)

1－主减速器；2－差速器；3－整体式桥壳；4－半轴

后者的减速比称为主减速比。当变速器处于直接档位置时，汽车的动力性及燃料经济性主要

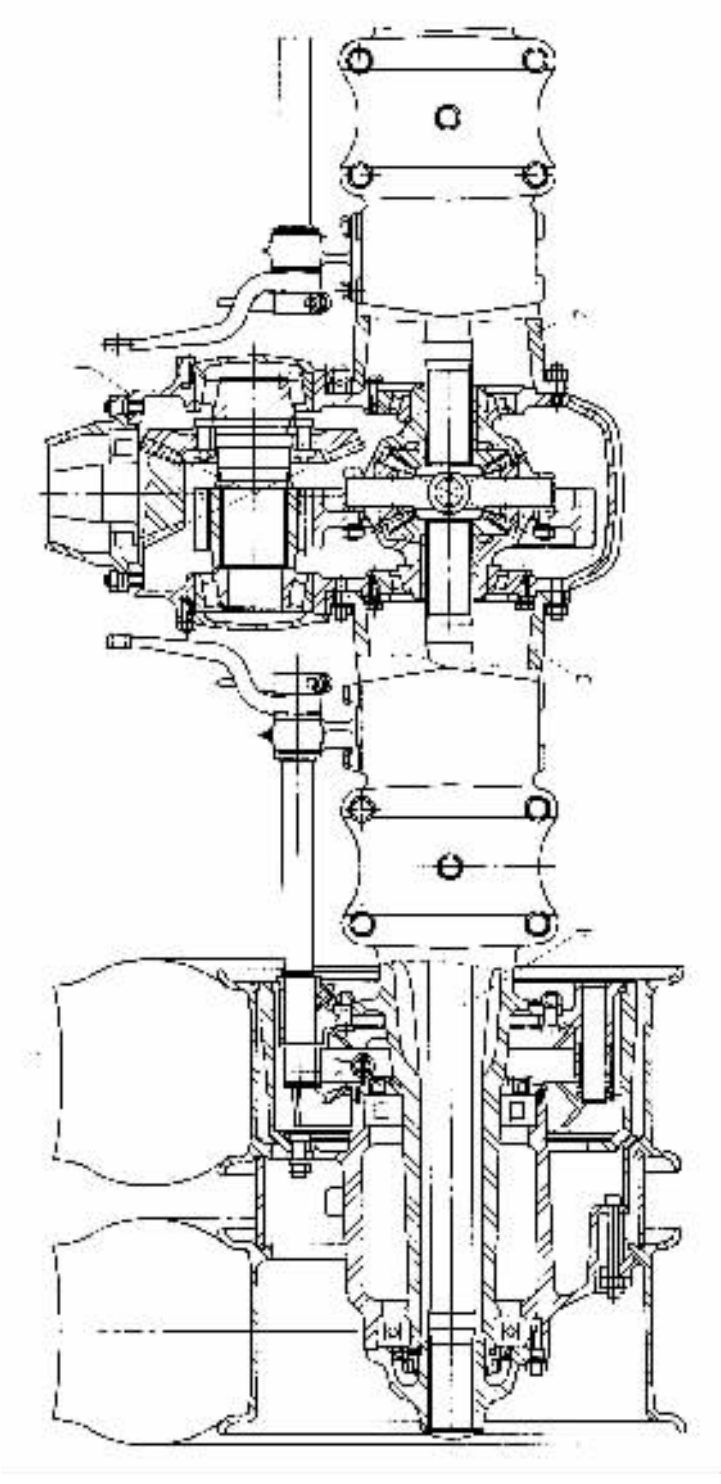


图 4－6－3 用于装载质量 8t 的某重型载货汽车的非断开式驱动桥(可分式桥壳)

1－主减速器与差速器总成；2－右半桥壳；3－左半桥壳；4－半轴

取决于主减速比。在汽车的总布置设计时，应根据该车的工作条件及发动机、传动系、轮胎等

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

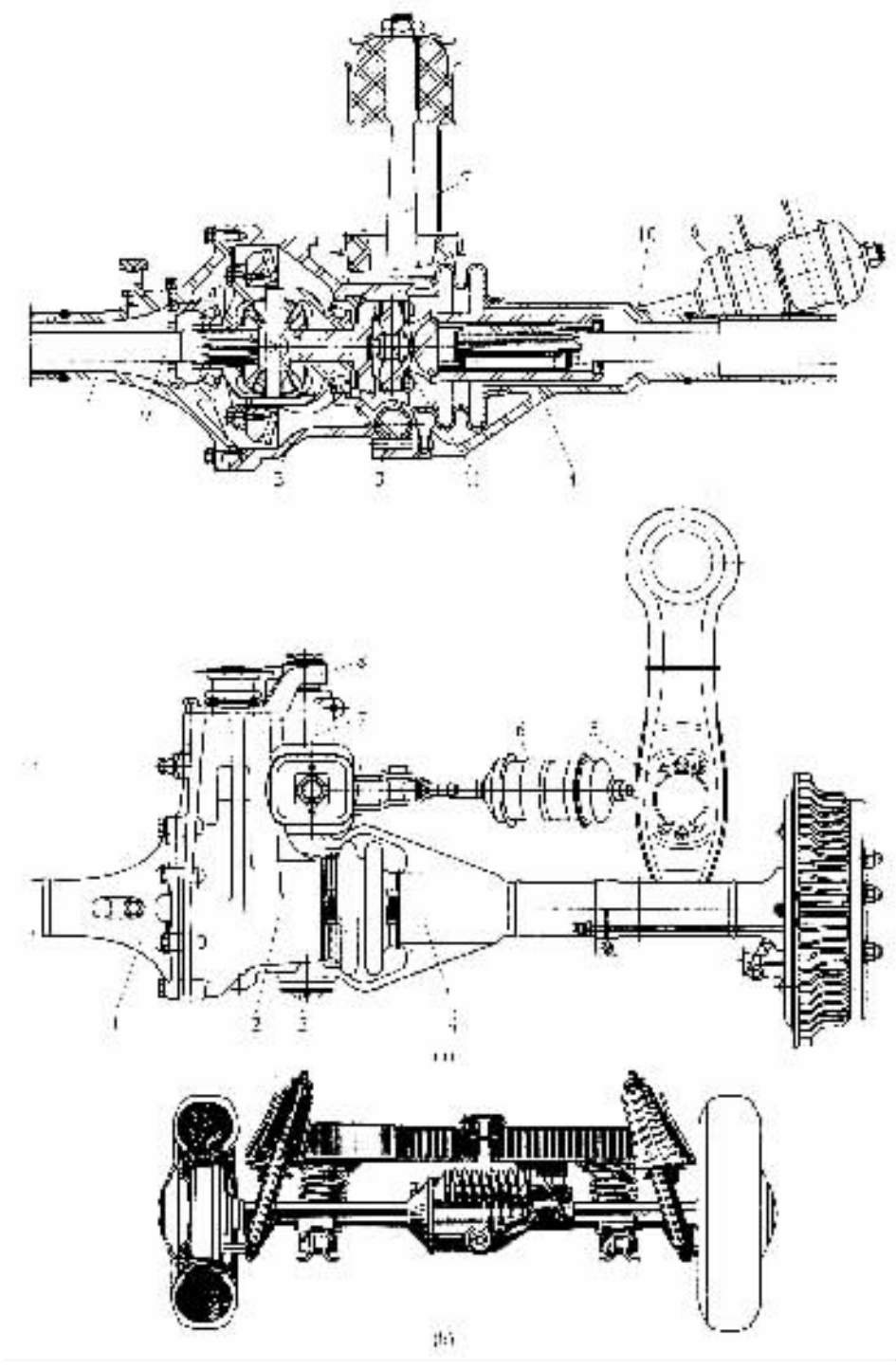


图 4－6－4　断开式驱动桥(单铰节式)

(a)用于轿画的断开式后驱动桥；(b)德国 Mercedes－Benz200 型轿车的断开式驱动桥

1－左段驱动桥壳；2－主减速器壳；3－铰接左、右段桥壳用销轴；4－右段驱动桥壳；5－悬架弹簧支架；6－侧向吊架；7－吊架；8－主减速器盖；9－左半轴；10－右半轴；11－万向节

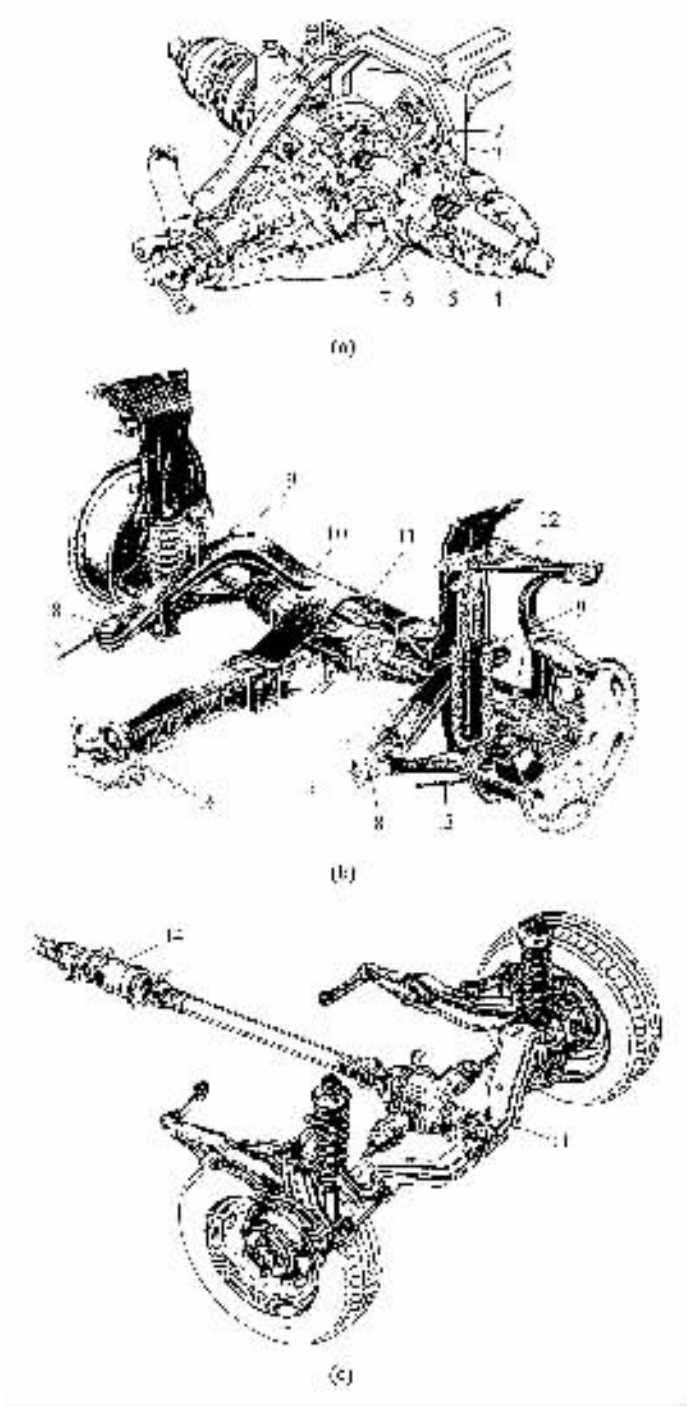


图 4－6－5 断开式驱动桥(双铰节式)

(a)德国 Opel 轿车的后驱动桥;(b)德国 Audi80Quattro 的后驱动桥;

(c)日本 Honda Civic Shuttle 4WD 汽车的传动轴及后驱动桥

1－主减速主动齿轮;2－差速器壳;3－半轴齿轮;4－半轴;5－球笼万向节;6－行星齿轮轴;7－行星齿轮;8,9－橡胶垫(为支架 10 与车身的联接点);10－悬架支架(紧固于车身上);11－主减速器与差速器;12,13－悬架摆臂;14－粘性离合器

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

的有关参数，选择合适的主减速比来保证汽车具有良好的动力性和燃料经济性。采用优化设计方法使传动系各传动比与发动机参数作最佳匹配，可得到最佳效果。国外一些大的汽车制造厂，常常将某一型号的汽车设计成具有几种主减速比供选择，以满足不同使用条件及变型车的需要。由于发动机功率的提高、汽车自身质量的减小及路面状况的改善，主减速比有往减小方向发展的趋势。选择主减速比时要考虑到使汽车既能满足高速行驶的要求，又能在常用的速度范围内降低发动机的转速，减小燃料消耗量，提高发动机寿命并改善振动及噪声的特性等。

汽车在行驶过程中所遇到的道路情况是千变万化的。此外，汽车本身在空、满载时，尤其是单车空载与汽车列车满载之间的载荷变化是非常大的。为了扩大汽车对这些不同使用条件的适应范围，除了常见的具有惟一固定主减速比的单速主减速器外，在某些重型汽车上有时将主减速器做成双速的，如图 4－6－6 所示。双速主减速器具有两个固定主减速比，并可根据汽车行驶条件来选择档位。它既可得到大的主减速比，同时与变速器配合又可得到所谓多档变速，以便提高汽车在不同使用条件下的动力性和燃料经济性。随着大型汽车列车向着长途运输方向的发展，采用双速主减速器的汽车将愈来愈多。

最简单最常见的是由一对螺旋锥齿轮或双曲面齿轮组成的单级主减速器（见图 4－6－1、图 4－6－2）。在大型汽车上，为了得到大的主减速比同时又不减小离地间隙，常采用另加一对斜齿（或人字形齿）圆柱齿轮（见图 4－6－3）或行星轮系（见图 4－6－7）的双级主减速器的方法。不少重型汽车为了进一步增大驱动桥的减速比，甚至增设轮边减速器（见图 4－6－8）。在英国有不少的公共汽车采用了蜗轮式单级主减速器（见图 4－6－9）。

当汽车转弯或在不平路面上行驶时，左、右车轮在同一时间内所滚过的行程是不相等的，因此其转速也应不同。另外，即使汽车在平坦路面上直线行驶使左、右车轮行程相同，有时也会由于轮胎外径的制造误差、胎面磨损程度、轮胎气压或轮胎负荷等的不同，而引起它们的滚动半径不相等，导致转速也不相同。因此，要求驱动桥在传递转矩给左、右驱动车轮的同时，能使它们以适应上述运动学要求的不同的角速度旋转。这一要求是由差速器来实现的。如图 4－6－1～图 4－6－4 及图 4－6－6～图 4－6－8 所示，简单的对称式圆锥行星齿轮差速器，由于其结构简单、工作平稳可靠，在各种汽车上都得到了广泛的应用。如果不计其不大的内摩擦，则这种差速器是将转矩平均地分配到左、右半轴上。因此，装用这种简单的对称式圆锥行星齿轮差速器的汽车，当左、右驱动车轮与道路的附着系数不同且一个驱动车轮滑转而失去牵引力时，另一个附着好的驱动车轮也将丧失牵引功能。在这种情况下，为了提高越野汽车的通过能力，可采用差速锁将左、右半轴锁在一起 或采用具有高摩擦副的凸轮式、蜗轮式和带有摩擦片的齿轮式以及自由轮式等自锁式差速器，以便使驱动桥的转矩尽可能多地传给不滑转的驱动车轮，以充分利用这一驱动车轮的附着力，来产生足够的牵引力，使汽车能够继续行驶。

驱动车轮传动装置的功用在于将转矩由差速器传到驱动车轮。其结构特点是根据驱动桥的结构型式和是否为转向驱动桥而定。如果是转向驱动桥，则必须在驱动车轮传动装置中安装等速万向节（见图 4－6－10）。带有摆动半轴的驱动桥（见图 4－6－4、图 4－6－5），其驱动车轮的传动装置中也要采用万向节传动。在普通的非断开式驱动桥上，如果驱动车轮不是转向轮，则车轮直接由联接差速器和轮毂的半轴来驱动。这时，半轴由于其外端支承的不同而承受不同的载荷。根据所承受载荷的不同，半轴分为全浮式、半浮式和 3/4 浮式三种。如图 4－6－2、图 4－6－3、图 4－6－6 及图 4－6－7 所示，全浮式半轴的外端和用两个轴承支承于桥壳上的轮毂相联。由于引起弯矩的所有载荷都经过这些轴承传递，因此半轴只承受转矩，但实际

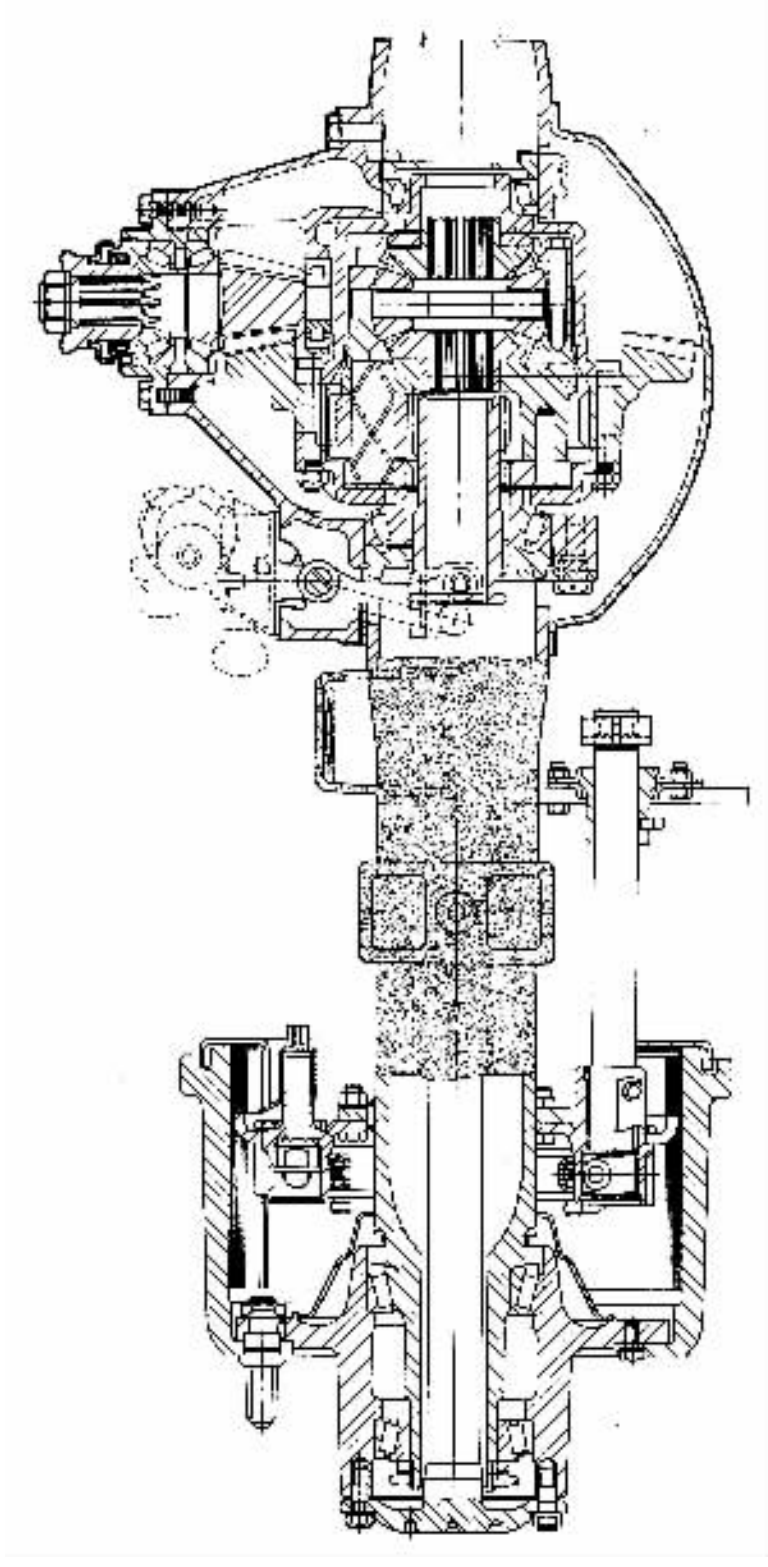


图 4－6－6 美国 Eaton 双速驱动桥

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

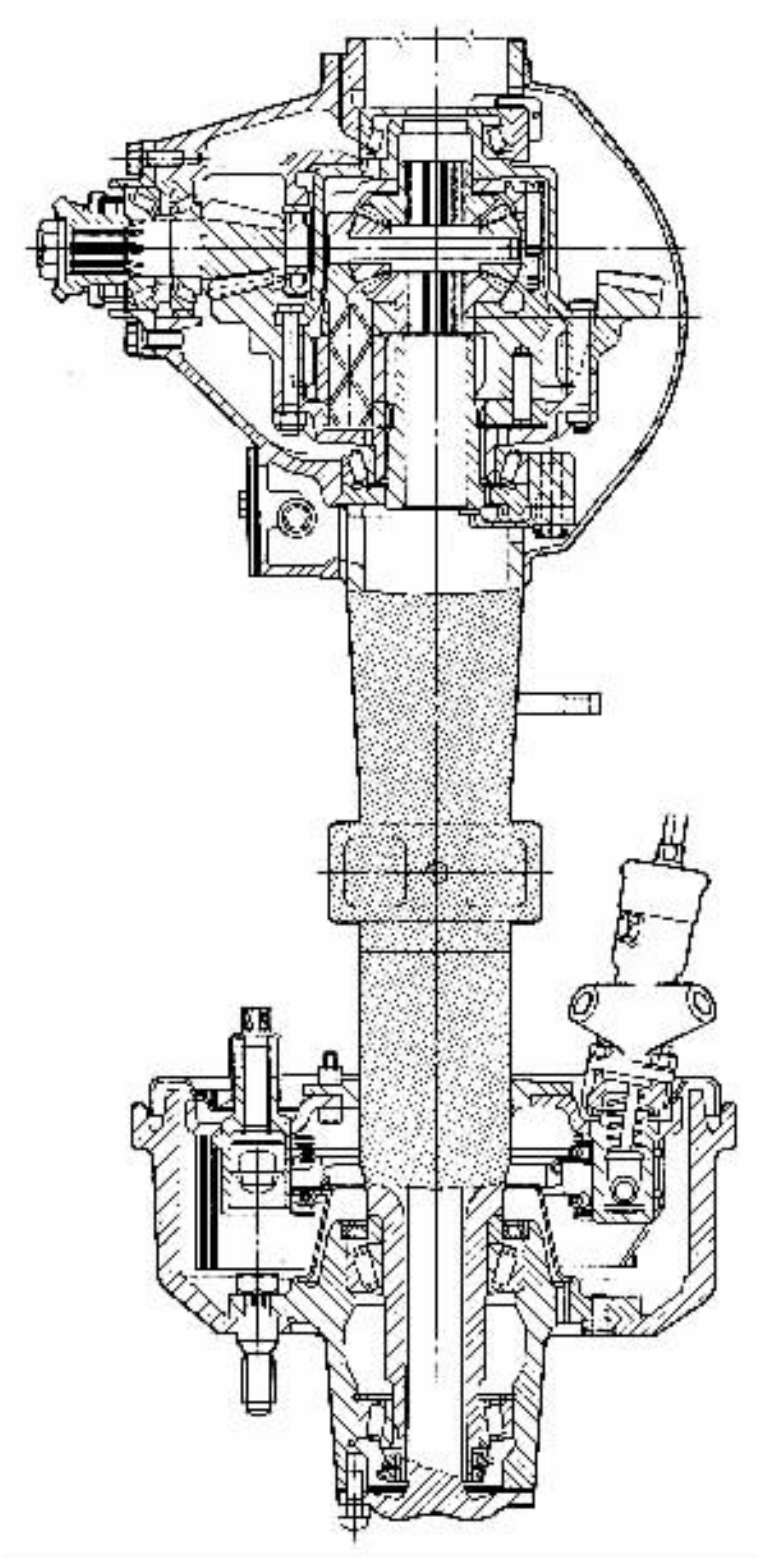


图 4－6－7　美国 Eaton 公司的锥齿轮－行星齿轮式双级主减速器驱动桥

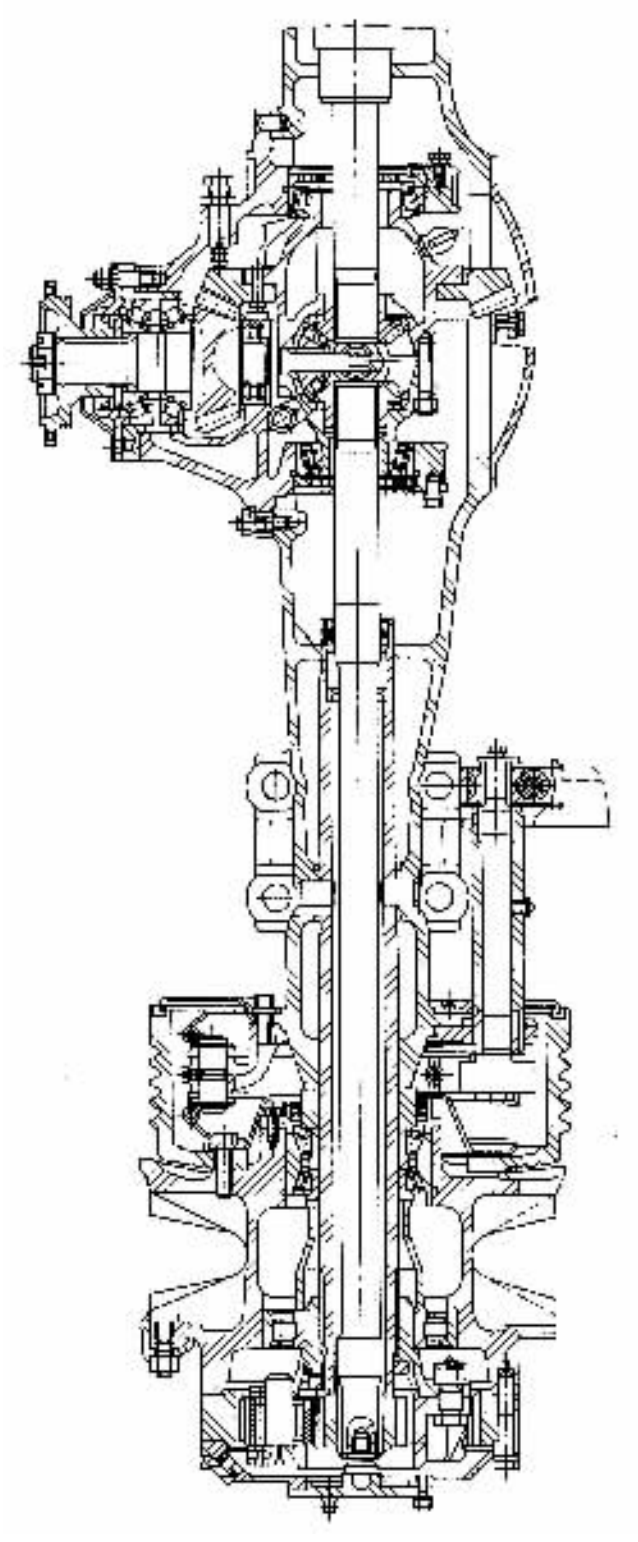


图 4－6－8 白俄罗斯 MA3－500A 汽车的带有行星齿轮式轮边的减速器的驱动桥

上由于加工精度及装配精度的影响及桥壳、轴承等的支承刚度不足等原因，使全浮式半轴在使

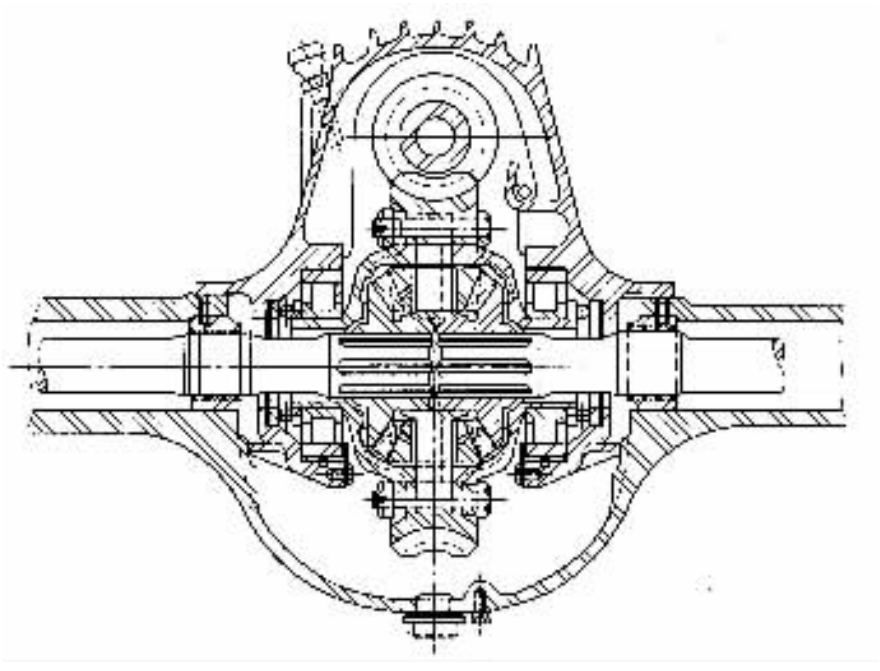


图 4－6－9　英国 B.M.M.O 公司生产的中型公区汽车蜗轮式主减速器

用条件下，仍可能承受不大的、可忽略不计的弯矩。具有全浮式半轴的驱动桥结构较复杂，制造成本较高，故它只用在质量较大的汽车上，而轿车则采用半浮式和 3/4 浮式半轴以简化结构、减小驱动桥的质量及降低制造成本。如图 4－6－1 所示，半浮式半轴的外端支承在位于桥壳内的轴承上。因此，它不仅承受转矩，而且承受作用于车轮与路面间的铅垂力、纵向力、横向力所引起的弯矩。3/4 浮式半轴的支承关系与全浮式是一样的，只是轮毂用一个轴承支承在桥壳上（见图 4－6－11），这时由于轮毂的支承刚度较差，因此半轴不仅承受转矩，而且承受部分弯矩，后者的大小依半轴刚度和轴承支承刚度的比例大小及安装尺寸因素而定。

驱动桥不仅是汽车的动力传递机构，而且也是汽车的行走机构，还起着支承汽车荷重的作用。车架或车厢以及它们所承受的载荷等汽车簧载质量（悬挂质量），如图 4－6－12 所示，是通过悬架总成的弹性元件传给由车轮支承的各个车桥的。驱动桥不仅承受着作用于路面和车架或车厢之间的铅垂力（簧载质量的作用力和车轮的支承反力），而且承受着它们之间的纵向力（如驱动力和制动力）及横向力（如当汽车转弯、侧滑以及在横向坡路上行驶时所产生的横向力）。除铅垂力由悬架的弹性元件来传递外，纵向力及横向力也能由悬架的某些类型的弹性元件来传递，例如一端由卷耳及卷耳销式铰链结构或组合式铰链结构与车架或车厢相联的纵置钢板弹簧（如图 4－6－12(a)，(b)）或两端采用橡胶支承的纵置钢板弹簧（如图 4－6－12(c)），都能传递纵向力和横向力。当悬架的弹性元件为螺旋弹簧、扭杆弹簧、油气弹簧、空气弹簧或其他不能传递纵向力、横向力的钢板弹簧（如横置钢板弹簧、纵向悬臂式钢板弹簧及两端为滑板式的纵置钢板弹簧等）时，这些力可由悬架的导向装置（决定车轮相对于车架或车厢的运动规律并传递纵向力、横向力以及力矩的装置，见图 4－6－13）、封闭式传动轴的套管（又称扭力管，见图 4－6－14、图 4－6－15）或特设的传力杆来传递（见图 4－6－12(d) ~ 图 4－6－15）。

当转矩向驱动桥传递时，如图 4－6－16 所示，作用在驱动桥主减速器主、从动齿轮上的圆周力，经过主、从动齿轮的轴承传给壳体，产生反作用力矩。图中 P_B 代表主动齿轮 A 作用于

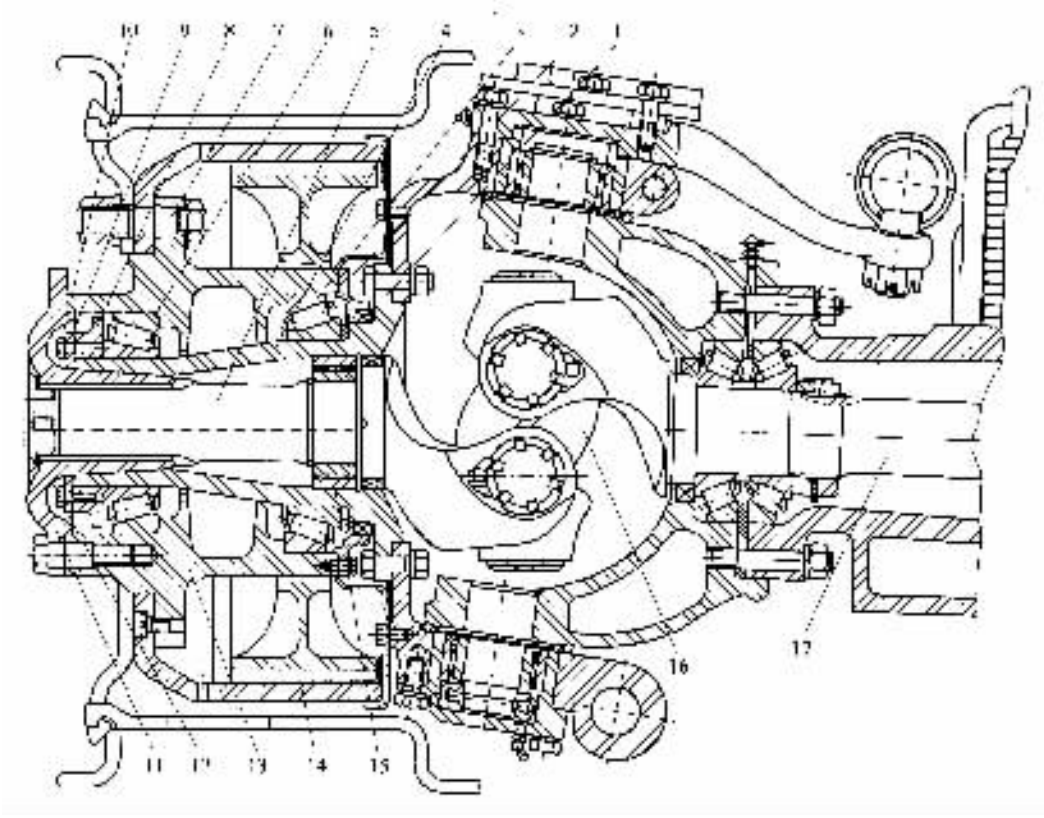


图 4－6－10 用于重型越野汽车的前轮驱动装置

1－油封；2－盖；3，6－轮毂轴承；4－转向节轴；5－外半轴；7－轮胎螺栓；8－调整螺母；9－锁止环；10－螺栓；11－外半轴凸缘；12－锁紧螺母；13－轮毂；14－制动鼓；15－滚针轴承；16－三销式等速万向节；17－半轴

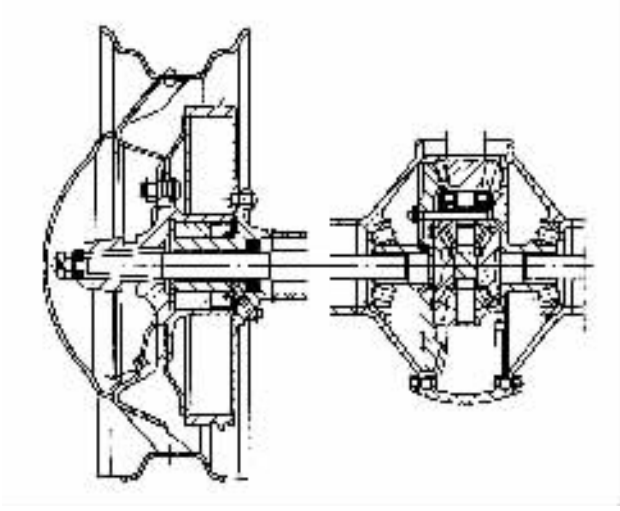


图 4－6－11 装有 3/4 浮式半轴的驱动桥

从动齿轮 B 上的圆周力，而 P_A 则代表主动齿轮 A 所受到的圆周反力。P_A 力经主动齿轮轴承传给桥壳，它相当于作用在 N_1 点处；P_B 力经从动齿轮轴承传给壳体，它相当于作用在 N_2 点

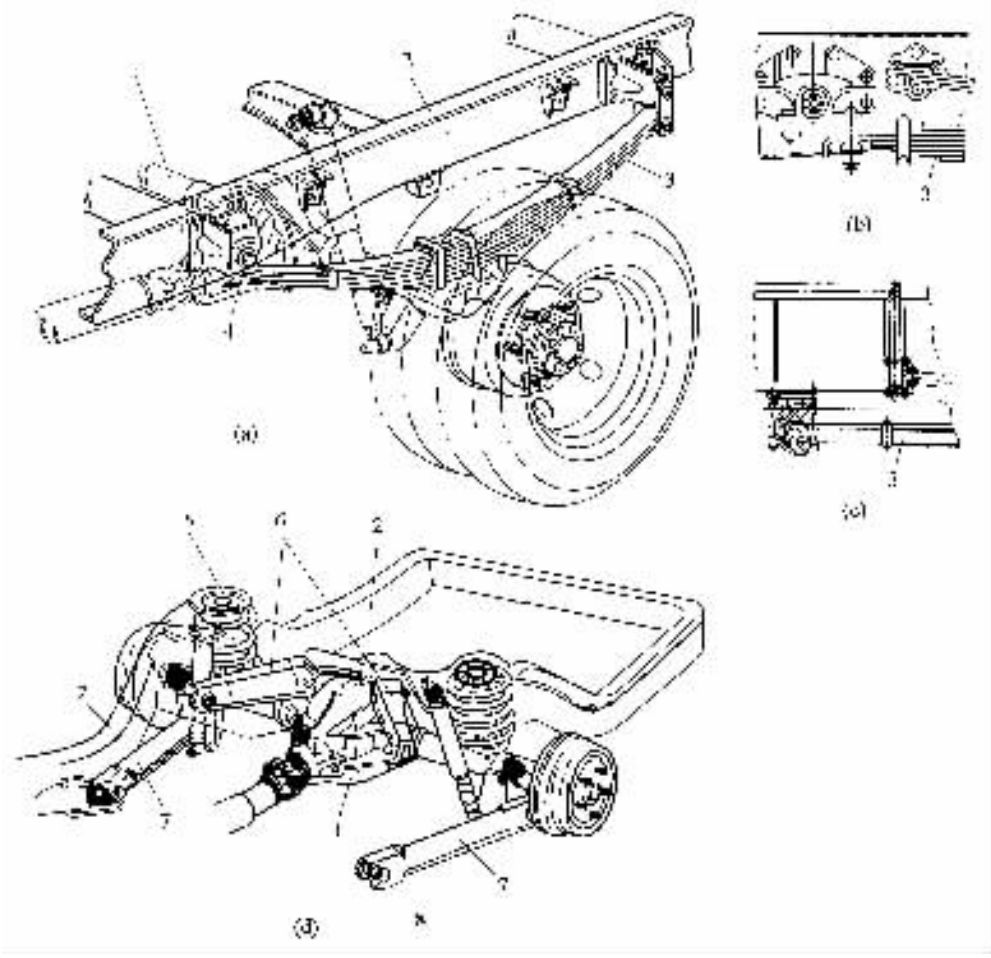


图 4－6－12　非断开式驱动桥的安装关系

(a)弹性元件为前端带卷耳的纵置钢板弹簧；(b)弹性元件为前端组合式铰接的纵置钢板弹簧；(c)弹性元件为两端采用橡胶支承的纵置钢板弹簧；(d)弹性元件为螺旋弹簧

1－驱动桥；2－车架；3－纵置钢板弹簧；4－钢板弹簧卷耳；5－螺旋弹簧；6－上推力杆；7－下推力杆；8－弹性铰接(与车架相联)

处。这一对力偶使驱动桥受到一使其绕横向轴线 $X-X$ 翻转的反作用力矩 M_F。由图 4－6－16 可知：

$$M_F = P_A \cdot r_B$$

显然，M_F 与从动齿轮轴或驱动桥输出轴上的转矩(左右两半轴转矩之总和)的大小相等而方向相反，即驱动桥受到的使其绕横向轴线 $X-X$ 翻转的反作用力矩 M_F 为

$$M_F = -T_e \cdot i_g \cdot i_0 \tag{4-6-1}$$

式中：T_e 为发动机转矩；i_g、i_0 分别为变速器传动比及主减速比。

这一反作用力矩企图使驱动桥绕其输出轴或驱动车轮轴并沿与驱动车轮旋转的相反方向转动。式(4－6－1)同样适用于两级减速的驱动桥。当汽车制动时，制动力矩使驱动桥具有与上述反作用力矩相反方向转动的趋势。如果驱动桥的主减速壳不固定在汽车的车架或车厢上，则驱动桥借助于纵置钢板弹簧(见图 4－6－17)、封闭式传动轴的套管(扭力管)或特设的

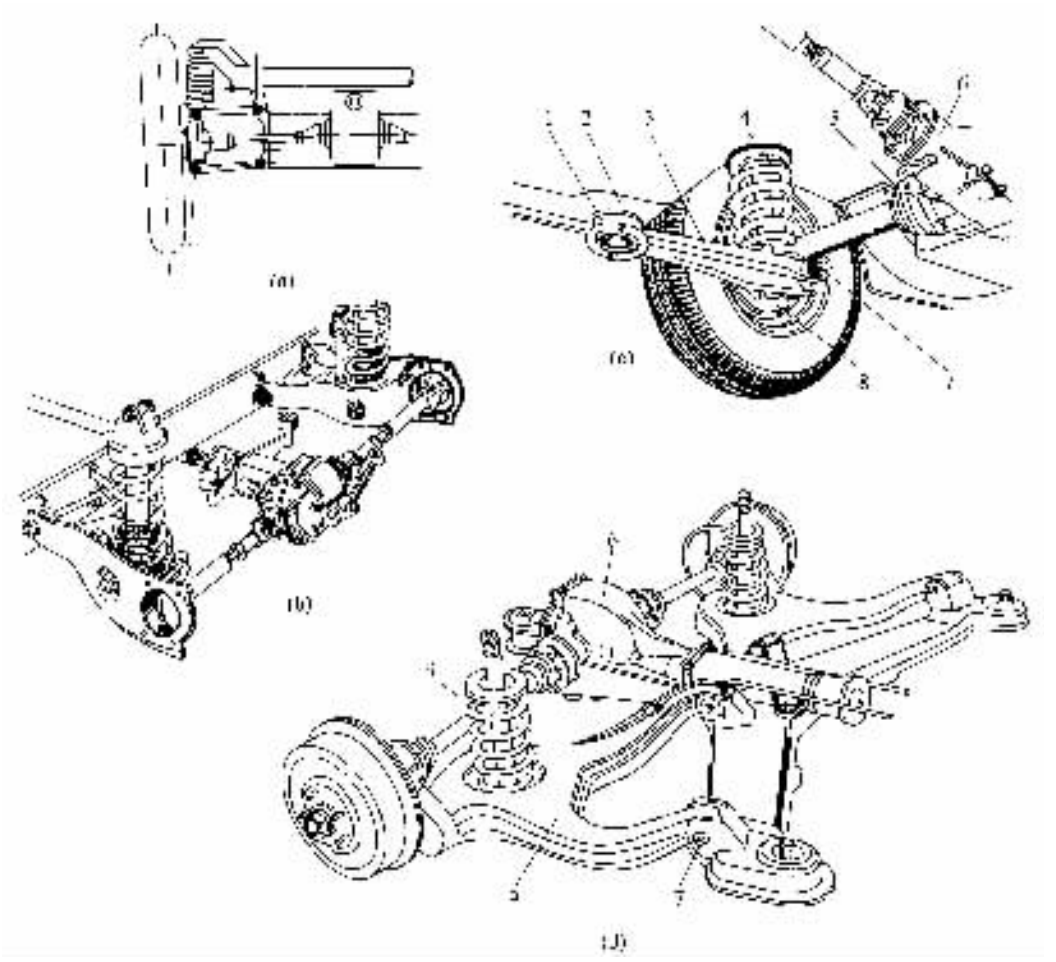


图 4－6－13 断开式驱动桥的安装关系

(a)双横臂式导向装置与断开式驱动桥；(b)，(c)单纵臂式导向装置与断开式驱动桥；

(d)单斜臂式导向装置与断开式驱动桥

1－橡胶垫；2－车厢底板；3－纵向臂；4－螺旋弹簧；5－右段驱动桥壳(与主减速器壳铰接)；6－主减速器(吊挂于车厢底板)；7－弹性铰链；8－制动底板，9－悬挂摆臂

反作用杆(往往兼起导向杆或推力杆的作用，见图 4－6－18)来防止被上述反作用力矩或制动力矩所转动。

另外，由图 4－6－16 还可以知道，由大小相等、方向相反并相当于分别通过 N_1 和 N_1 点，作用在壳体上的一对力 P_A、P_B 所组成的力偶，还能引起另一绕汽车纵向轴线转动的反作用力矩 M'_F，其大小与主动齿轮的转矩(驱动桥的输入转矩 T_A)相等，方向亦相同(由汽车尾部看驱动桥时，为反时针方向)，即绕汽车纵向轴线转动的反作用力矩 M'_F 为

$$M'_F = P_A \cdot r_A = T_A = T_e \cdot i_g \tag{4-6-2}$$

这一反作用力矩 M'_F 由另一与其大小相等而方向相反的力矩所平衡。此平衡力矩是因该驱动桥左边车轮所受到的地面支承反力的增大及右边车轮所受到的地面支承反力的相应减小而产生。换句话说，由于绕汽车纵向轴线翻转的反作用力矩的影响，使该驱动桥的左边车轮给地面的垂向荷重增大，同时使右边车轮给地面的垂向荷重减小，且它们的增大量和减小量相等，

试读结束：需要全本请在线购买：www.ertongbook.com

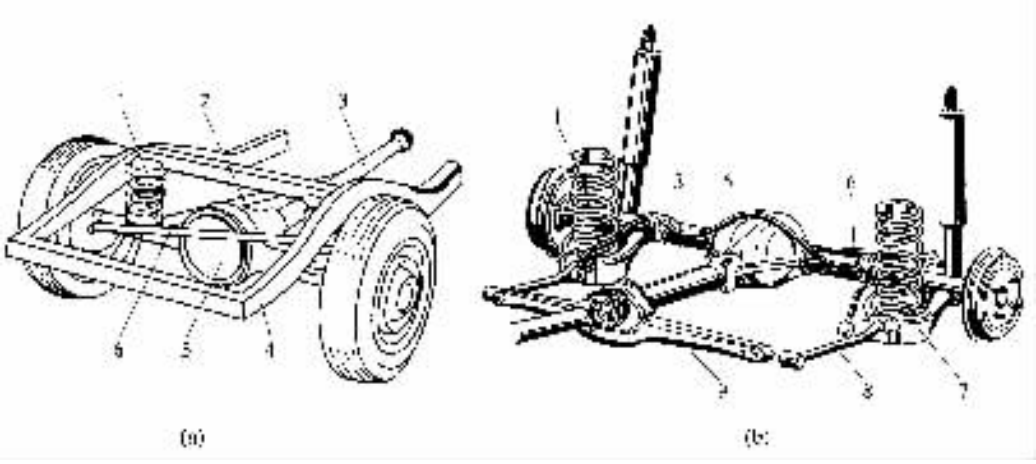


图 4－6－14　非断开式驱动桥与封闭式传动轴管及传力杆的布置

1－螺旋弹簧；2－斜杆；3－传动轴套管；4－车架；5－驱动桥；

6－横向推力杆；7－弹簧座；8－纵向推力杆；9－横梁

其值可由主减速器主动齿轮上的转矩除以左右驱动车轮之轮距算得。在通常的情况下，当驱动桥传递其最大转矩时，由绕汽车纵向轴线翻转的反作用力矩所引起的上述左右车轮之间的荷重转移，一般不超过该车轮原有荷重的 7%，因此，汽车的平衡不会受到影响。在汽车设计中对绕其纵向轴线翻转的反作用力矩可不予考虑。

驱动桥的质量，在很大程度上取决于其桥壳及主减速器壳的结构型式。汽车的非悬挂质量（非簧载质量）与悬挂质量（簧载质量）之比率，与驱动桥的结构型式有密切关系。对于普通的非断开式驱动桥来说，整个驱动桥总成及一端与其相联并支承在其上的传动轴的部分质量，均未经悬架的弹性元件所支承，而直接由左右驱动车轮支承在地面上，它们与左、右驱动车轮同属于汽车的非悬挂质量。因此，当汽车行驶时，这些非悬挂质量由于轮胎与不平路面相撞击而产生冲击载荷，该冲击载荷又经过悬架的弹性元件减缓后传给车架、车厢。显然，这种冲击载荷除随汽车行驶速度的提高和路面不平度的增大而增大外，还随着汽车非悬挂质量的增大而增大。冲击载荷的增大将降低汽车的可靠性、行驶的平顺性和缩短汽车的使用寿命。

由上述情况可知，在汽车行驶过程中，驱动桥的受力情况复杂。非断开式驱动桥的桥壳相当于受力复杂的空心梁，它必须有足够的强度和刚度，同时还应尽量减小其质量，在设计中应妥善地解决这两种要求之间的矛盾。对于断开式驱动桥来说，由于其主减速器壳装在车架或车厢上（见图 4－6－4、图 4－6－15），这样，主减速器、差速器、全部传动轴的质量和半轴的部分质量都转化为悬挂质量，大大地减小了汽车的非悬挂质量，加之又配以独立悬架，因此显著地提高了汽车的行驶平顺性。但断开式驱动桥的结构较复杂。

对于载货汽车和越野汽车来说，由于它们常常会遇到坎坷不平的坏路面，特别是越野汽车有时还要通过无路地区，为了避免驱动桥与地面或其上的凸起物相碰撞而使零件损坏或使汽车受阻，驱动桥，尤其是其中部安装主减速器处的轮廓尺寸不应太大，使之有足够的离地间隙，以满足汽车在通过性方面的要求。

为了防止功率循环现象的产生，在现代多桥驱动的汽车上往往装有轴间差速器。后者也可显著地减少多桥驱动汽车主减速器出现过载的情况。但在安装轴间差速器的汽车上，必须考虑到能充分利用各驱动桥牵引力的要求。

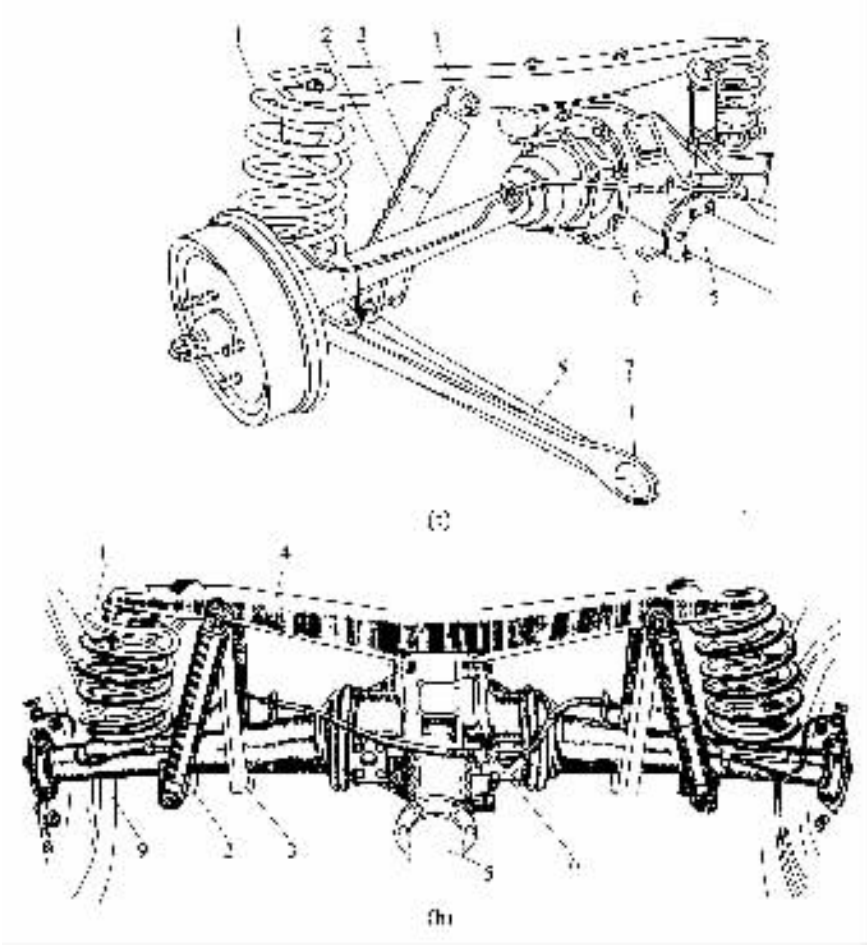


图 4－6－15 断开式驱动桥与封闭式传动轴管及传力杆的布置

1－螺旋弹簧；2－减振器；3－限位带；4－横梁；5－传动轴套管；
6－主减速器；7－橡胶套；8－纵向推力杆；9－车轮

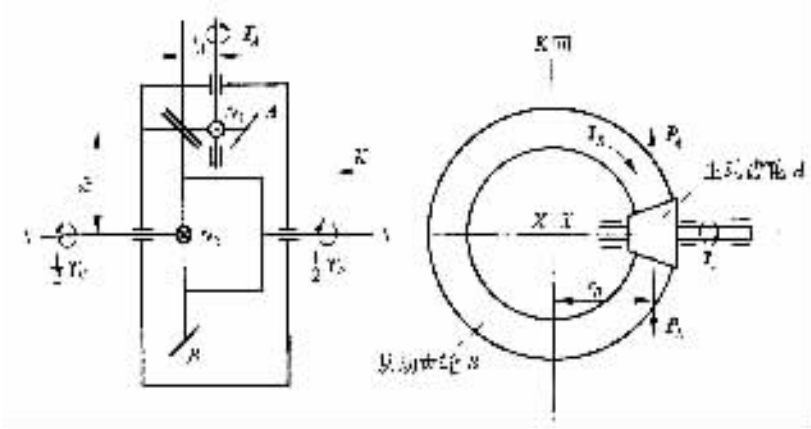


图 4－6－16 驱动桥反作用力矩的分析简图

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

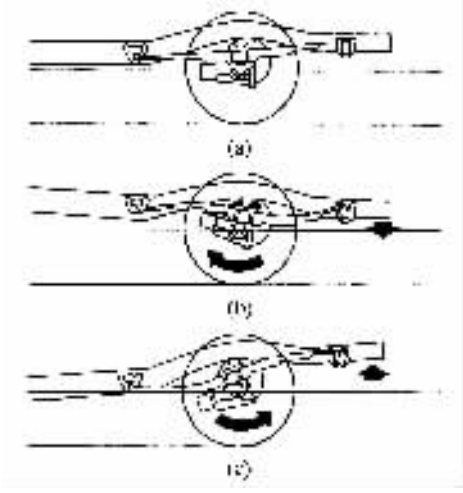


图 4－6－17　纵置钢板弹簧承受反作用力矩或制动力矩时的情况

(a)停车时；(b)驱动时；(c)制动时

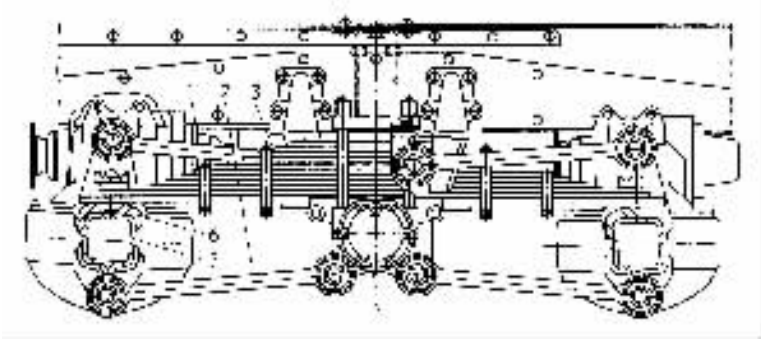


图 4－6－18　驱动桥的反作用杆

1－上反作用杆；2－下反作用杆；3－钢板弹簧；

4－平衡轴；5－驱动桥桥壳；6－板簧滑板支承

随着发动机转速及汽车行驶速度的提高，降低汽车的噪声已成为汽车设计中的一个重要课题。驱动桥的噪声主要来自齿轮及其他传动机件。提高齿轮及其他传动零件的加工精度、装配精度，增强齿轮的支承刚度，采用运转平稳、无噪声的双曲面齿轮作主减速器齿轮，当高通过性汽车选用牙嵌式自由轮差速器时采用消声环结构，增强桥壳及主减速器壳的刚度以避免其受载变形后破坏齿轮的正确啮合，等等，都是降低驱动桥工作噪声的有效措施。

随着汽车工业的发展及汽车技术的提高，驱动桥的设计、制造工艺都在日益完善。驱动桥也和其他汽车总成一样，除了广泛采用新技术外，在结构设计中日益朝着“零件标准化、部件通用化、产品系列化”的方向发展及生产组织的专业化目标前进。应采用能以几种典型的零部件、以不同方案组合的设计方法和生产方式达到驱动桥产品的系列化或变型的目的，或力求做到将某一基型的驱动桥以更换或增减不多的零件，用到不同性能、不同吨位、不同用途并由单桥驱动到多桥驱动的许多变型汽车上。例如，驱动桥主减速齿轮以几种典型的主减速比形成系列，就能达到以不同动力性要求为目的的汽车变型。

驱动桥的传动效率，主要取决于其齿轮啮合及轴承运转时的摩擦损失和润滑油扰动、飞溅引起的功率损失。除齿轮精度及支承刚度外，正确选择润滑油可减小齿面的摩擦损失，改善啮合；除转速影响外，正确选择轴承的尺寸及型号、间隙或预紧度，改善润滑等是减小轴承摩擦损失的有效措施；除主减速从动齿轮轮缘的宽度、切线速度及润滑油粘度的影响外，选择合理的油面高度，可控制润滑油的扰动、飞溅引起的功率损失，这些都是减小驱动桥的功率损失、提高其传动效率的主要因素。

桥壳的刚度对主减速器齿轮的啮合状况及其他传动机件尤其是半轴的工作状况有很大影响。驱动桥应有足够的强度和刚度，以保证汽车在大修里程内除允许更换油封外，驱动桥的其他零件能可靠地工作。驱动桥桥壳及其他基本零件应能无更换且有效地工作到汽车报废为止。

上面介绍了驱动桥的结构组成及功用，分析了其工作特点及设计要求，也论述了发展趋势。这里应指出，对不同用途的汽车来说，驱动桥的结构型式虽然可以各不相同，但在使用中对它们的基本要求却是一致的。综上所述，对驱动桥的基本要求可以归纳为以下几点：

①所选择的主减速比应能满足汽车在给定使用条件下具有最佳的动力性和经济性；

②当两驱动车轮以不同角速度转动时，应能将转矩平稳且连续不断（无脉动）地传递到两个驱动车轮上；

③当左、右两驱动车轮的附着系数不同时，应能充分利用汽车的牵引力；

④能承受和传递路面与车架或车厢之间的铅垂力、纵向力和横向力及其力矩；

⑤驱动桥各零部件在强度高、刚性好、工作可靠及使用寿命长的条件下，应力求做到质量小，特别是非悬挂质量应尽量减小，以减小不平路面给驱动桥的冲击载荷，从而改善汽车的平顺性；

⑥轮廓尺寸不大，以便于汽车的总布置及与所要求的驱动桥离地间隙相适应；

⑦齿轮及其他传动机件工作平稳，无噪声或低噪声；

⑧驱动桥总成及零部件的设计应能尽量满足零件的标准化、部件的通用化和产品的系列化及汽车变型的要求；

⑨在各种载荷及转速工况下有高的传动效率；

⑩结构简单，修理、保养方便；机件工艺性好，制造容易。

“可靠性”作为产品质量和技术措施的一个最重要的指标，早已受到世界各工业国家的高度重视，以提高产品可靠性为目的的“可靠性设计”是近期发展起来并得到推广应用的一门专门的现代设计理论和方法；而“最优化设计”是在现代计算机广泛应用的基础上发展起来的一项新技术，是根据最优化原理和方法，综合各方面因素，以“人机配合”方式或“自动探索”方式，在计算机上进行的半自动或自动设计，以选出在现有工程条件下的最佳设计方案，保证产品具有优良的性能，减小体积和质量，降低工程造价的一种现代设计方法。本书是作为介绍汽车驱动桥与从动桥的常规设计理论与方法的教材，由于篇幅限制，不可能包罗一切现代设计理论与方法，但可靠性设计、优化设计以及有限元分析和计算机辅助设计等现代设计理论与方法，一定会在汽车设计中得到应用与推广。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

第二节　驱动桥总成的结构型式及布置

一、驱动桥总成的结构型式选择

在选择驱动桥总成的结构型式时，应当从所设计汽车的类型及使用、生产条件出发，并和所设计汽车的其他部件，尤其是与悬架的结构型式与特性相适应，以共同保证整个汽车预期使用性能的实现。前面提到的对一般汽车驱动桥的各项基本要求，虽然通用于各种汽车的驱动桥，但对各种不同类型和用途的汽车来说，其重要程度是不一样的。因此，在设计中当选择某一具体汽车驱动桥的结构型式时，必须从前面所提到的各项要求中，找出对所设计的既定用途的汽车的独特使用性能有直接影响的主要之点，从而保证所设计汽车的最重要的使用性能的实现。另外，一些专门用途的汽车，也应结合其使用特点，提出一些专门要求。例如，在设计大型公共汽车和无轨电车的驱动桥时，应当尽量降低驱动桥的高度，以降低车厢地板，使乘客上下车方便；对多桥驱动的汽车来说，应要求各驱动桥尽量做到通用化，以减少零件特别是主要零件的品种，提高其互换性等。

驱动桥总成的结构型式，按其总体布置来说共有三种，如图 4－6－19 所示，即普通的非断开式驱动桥、带有摆动半轴的非断开式驱动桥和断开式驱动桥。按其工作特性，它们又可归并为两大类，即非断开式驱动桥（图 4－6－19(a)，(b)）和断开式驱动桥（图 4－6－19(c)）。

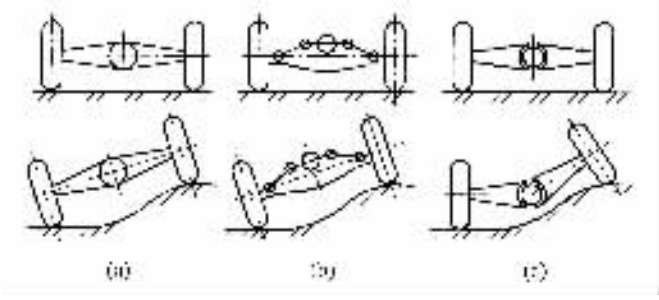


图 4－6－19　驱动桥总体布置型式简图

(a)普通的非断开式驱动桥；(b)带有摆动半轴的非断开式驱动桥；(c)断开式驱动桥

驱动桥的质量及其悬挂质量与非悬挂质量的分配，驱动桥总成结构的复杂程度以及其工作特性等，依上述型式的不同有较大差异。

非断开式与断开式这两大类驱动桥结构型式的选择，又与汽车悬架总成结构型式的选择有密切关系。当驱动车轮采用非独立悬架时，应选用非断开式驱动桥；而当驱动车轮采用独立悬架时，则应选用断开式驱动桥。因此，前者又称为非独立悬架驱动桥；后者又称为独立悬架驱动桥。图 4－6－20 给出了当汽车在不平路面上行驶时，这两种型式的驱动桥对车厢位置的影响。由该图可以看出，采用独立悬架驱动桥可大大提高汽车在不平路面上的行驶平顺性。

二、非断开式驱动桥

普通的非断开式驱动桥，由于其结构简单、造价低廉、工作可靠，最广泛地用在各种载货汽车及公共汽车上，在多数的越野汽车和部分轿车上也采用这种结构。

图 4－6－21 是东风 EQ240 型 2.5t 越野汽车的非断开式驱动桥的结构图；图 4－6－22 是俄罗斯 3ИЛ130 型 6t 载货汽车的非断开式驱动桥的结构图；图 4－6－23 是交通 361 型 15t 自卸载货汽车的非断开式中、后驱动桥的结构图；图 4－6－24 是俄罗斯 3ИЛ157 型中型越野汽车的非断开式驱动桥的结构图。由图 4－6－21～图 4－6－24 可以看出：它们的具体结构特别是桥壳的结构虽各不相同，但有一个共同的特点，也就是普通的非断开式驱动桥所具有的特点，即桥壳是一根支承在左、右驱动车轮上的刚性空心梁，而主减速器、差速器及半轴等传动机件都装在其中。这时，整个驱动桥和驱动车轮的质量以及传动轴的部分质量都是属于汽车的非悬挂质量，使汽车的非悬挂质量较大，这是普通非断开式驱动桥的一个缺点。这种驱动桥和轮毂、制动器及制动鼓的总质量，约占一般载货汽车底盘干质量的 11%～16%（大值属于带双级减速的驱动桥），约占轿车干质量的 3.5%～5%。

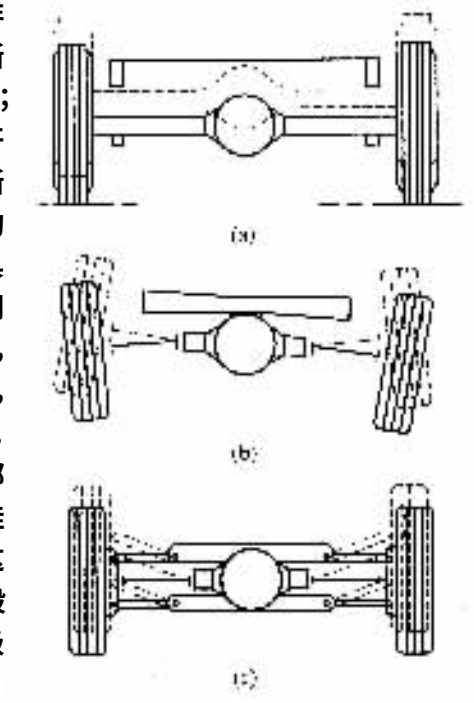


图 4－6－20 驱动桥的结构型式对汽车平顺性的影响

(a)采用非独立悬架的非断开式驱动桥；(b)，(c)采用独立悬架的断开式驱动桥

采用单级主减速器代替双级主减速器，可以大大地减小驱动桥的质量。此外，用高强度的球墨铸铁代替普通的可锻铸铁来铸造主减速器壳，也可以达到减小质量并改进铸造工艺的目的。普通的非断开式驱动桥的质量在很大程度上还取决于桥壳的结构型式。采用钢板冲压一焊接的整体式桥壳及钢管扩制的整体式桥壳，均可显著地减小驱动桥的质量。

驱动桥的轮廓尺寸主要取决于其主减速器的结构型式。在汽车的轮胎尺寸和驱动桥下的最小离地间隙已经确定的情况下，也就限制了主减速器从动齿轮直径的大小。对于最常见的主减速齿轮——普通的螺旋锥齿轮和双曲面齿轮传动来说，在模数（由强度及寿命来确定）已定的情况下，从动齿轮的齿数愈少，则它的直径就愈小，并由此使主减速器的垂向轮廓尺寸也愈小，但齿轮齿数的选择是有一定范围的。在给定主减速比的条件下，如果单级主减速器不能满足驱动桥下面的离地间隙要求，则可改用双级减速结构。而双级主减速器的质量和制造成本等指标都比单级主减速器差，因此仅推荐用于主减速比大于 7.6 且装载质量在 6t 以上的大型汽车上。在双级主减速器中，通常把两级减速齿轮放在一个主减速器壳内，也可以将第二级减速齿轮移向驱动车轮并靠近轮毂，作为轮边减速器。在后一种情况下又有五种布置方案供选择。例如：对越野汽车来说，为了提高驱动桥下的离地间隙，可将普通的由一对圆柱齿轮构成的轮边减速器的主动齿轮置于其从动齿轮的垂直上方（见图 4－6－25）；对公共汽车来说，为了降低汽车的质心高度和车厢地板高度，以提高其稳定性和乘客上下车的方便性，可将轮边减速器的主动齿轮置于其从动齿轮的垂直下方（见图 4－6－26）；当然也有些汽车从总体布置考虑将轮边减速器的主、从动圆柱齿轮轴置于同一水平面上或置于与地面斜交的平面上；最后一种布置方案是将轮边减速器做成行星齿轮式结构（见图 4－6－27）。行星齿轮式轮边减速器的优点是结构紧凑、刚度大、强度高，故广泛用于超重型汽车上。

在双层公共汽车上，如英国 A.E.C. 公司生产的双层公共汽车，为了进一步降低车厢地板

试读结束：需要全本请在线购买：www.ertongbook.com

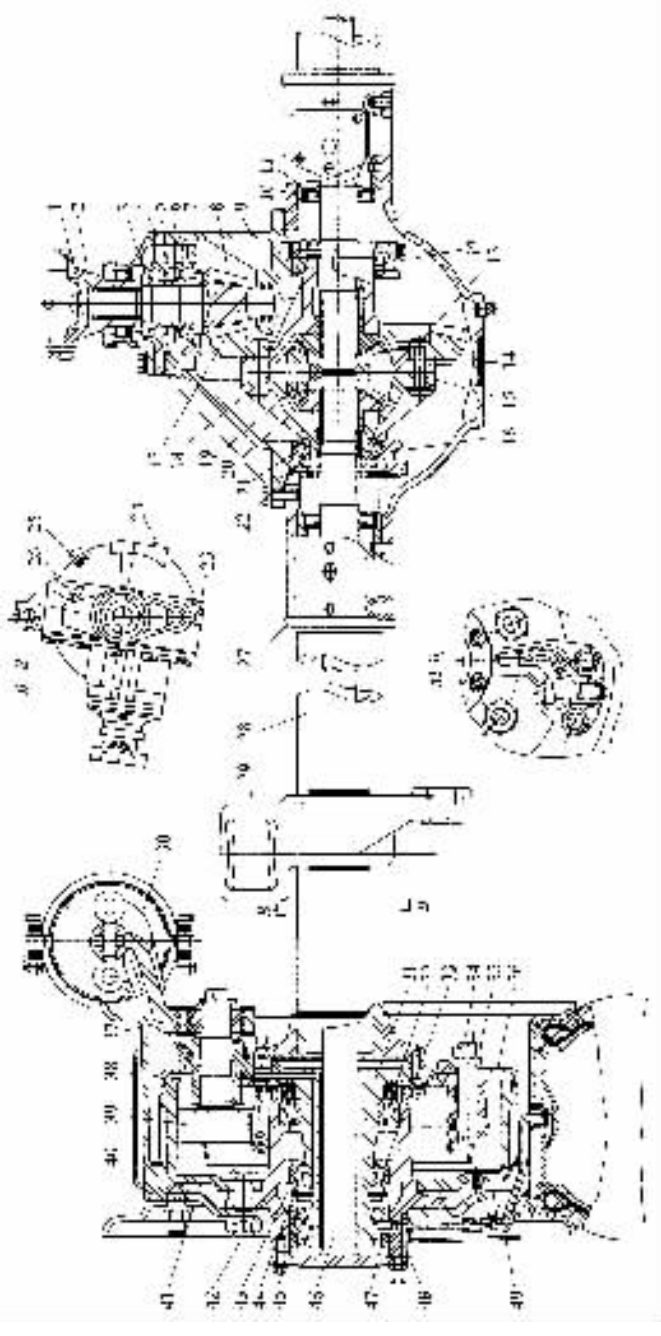


图 4－6－21　东风 EQ240 型 2.5t 越野汽车的非断开式驱动桥

1－槽形螺母；2－叉形凸缘；3－油封座；4－轴承座；5～调整垫片；6－调整垫圈；7，21，32，33－轴承；8－双曲面主动齿轮；9－主减速器壳；10－半轴油封；11－导向套；12－轴承盖螺栓；13－螺栓；14－差速器右壳；15－差速器左壳；16－差速器轴承盖；17－双曲面从动齿轮；18－十字轴；19－行星齿轮；20－半轴齿轮；22－调整螺母；23－放油塞；24－油面检查孔塞；25－加油孔塞；26－通气孔塞；27－桥壳；28－半轴套管；29－板簧端座；30－制动室；31－轮毂轴管；34－制动蹄片轴；35－螺母；36 制动底板；37－调整臂；38－凸轮支架；39－制动凸轮；40－制动蹄片；41－制动鼓；42－轮毂；43－内螺母；44－锁紧垫圈；45－外螺母；46－半轴；47－轮毂导气套；48－通气接头；49－轮胎导气阀

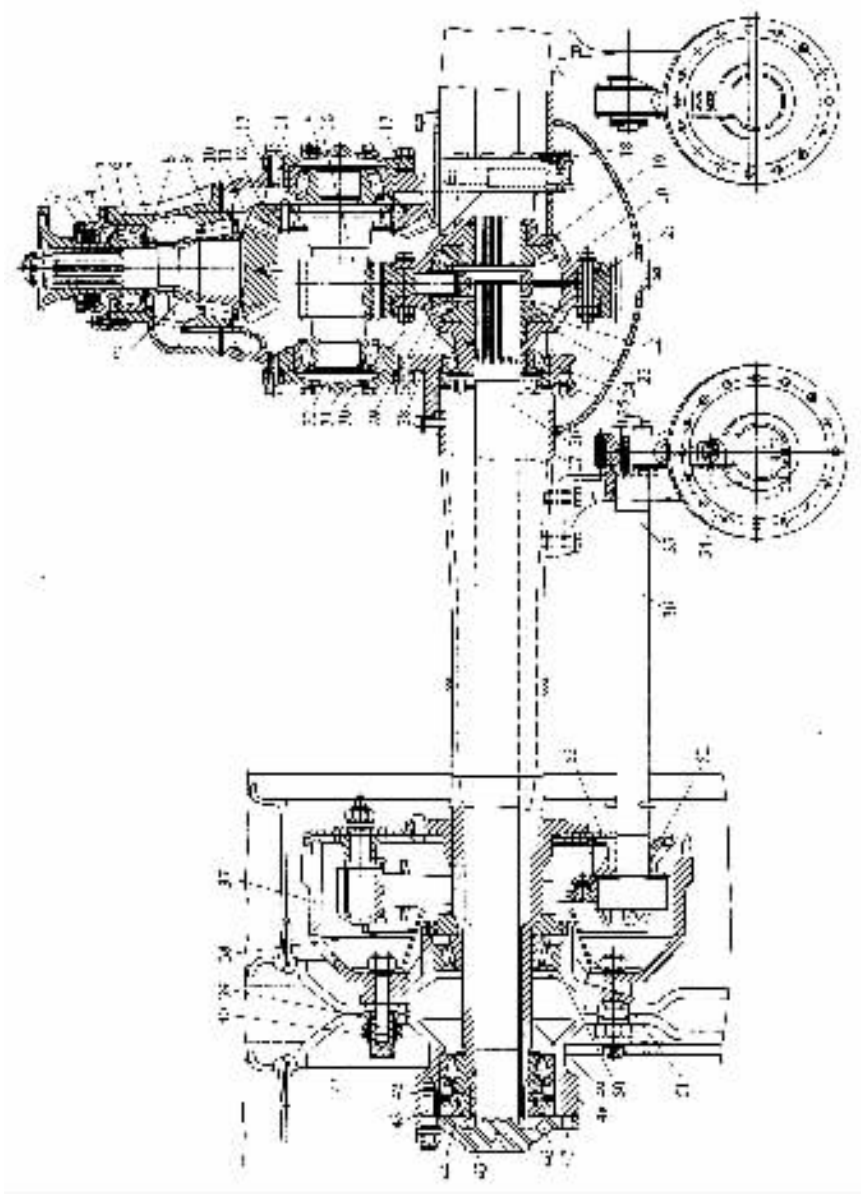


图 4－6－22 俄罗斯 3ИДЛ130 型 6t 载货汽车的非断开式驱动桥

1－凸缘；2－油封；3－盖；4－支承垫圈；5－垫片；6－主动齿轮前轴承；7－轴承座；8－调整垫圈；9－主动齿轮后轴承；10－调整垫片；11－主动螺旋锥齿轮；12－从动螺旋锥齿轮；13－调整垫片；14－中间轴右轴承；15－右轴承盖；16－主动斜齿圆柱齿轮；17－主减速器壳；18－差速器轴承盖；19－半轴齿轮支承垫圈；20－差速器右壳；21－从动斜齿圆柱齿轮；22－半轴齿轮；23－差速器左壳；24－差速器轴承；25－调整螺母；26－半轴；27－桥壳；28－行星齿轮；29－行星齿轮支承垫；30－十字轴；31－中间轴左轴承；32－左轴承盖；33－分离套；34－制动室；35－制动室及凸轮支架；36－制动凸轮轴；37－制动鼓；38－轮毂油封；39－车轮螺栓；40－车轮螺栓外螺母；41－车轮螺栓内螺母；42－油封；43－锁紧垫圈；44－螺母；45－螺母销；46－轮毂轴承螺母；47－半轴拆卸用螺孔；48－轮毂；49－半轴套管；50－轮毂轴承；51－档油盘；52－油嘴；53－制动底板

高度，在采用圆柱齿轮轮边减速器的同时，将主减速器及差速器总成也移到了一个驱动车轮的旁边，而形成驱动桥的 U 形布置方案，如图 4－6－28 所示。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

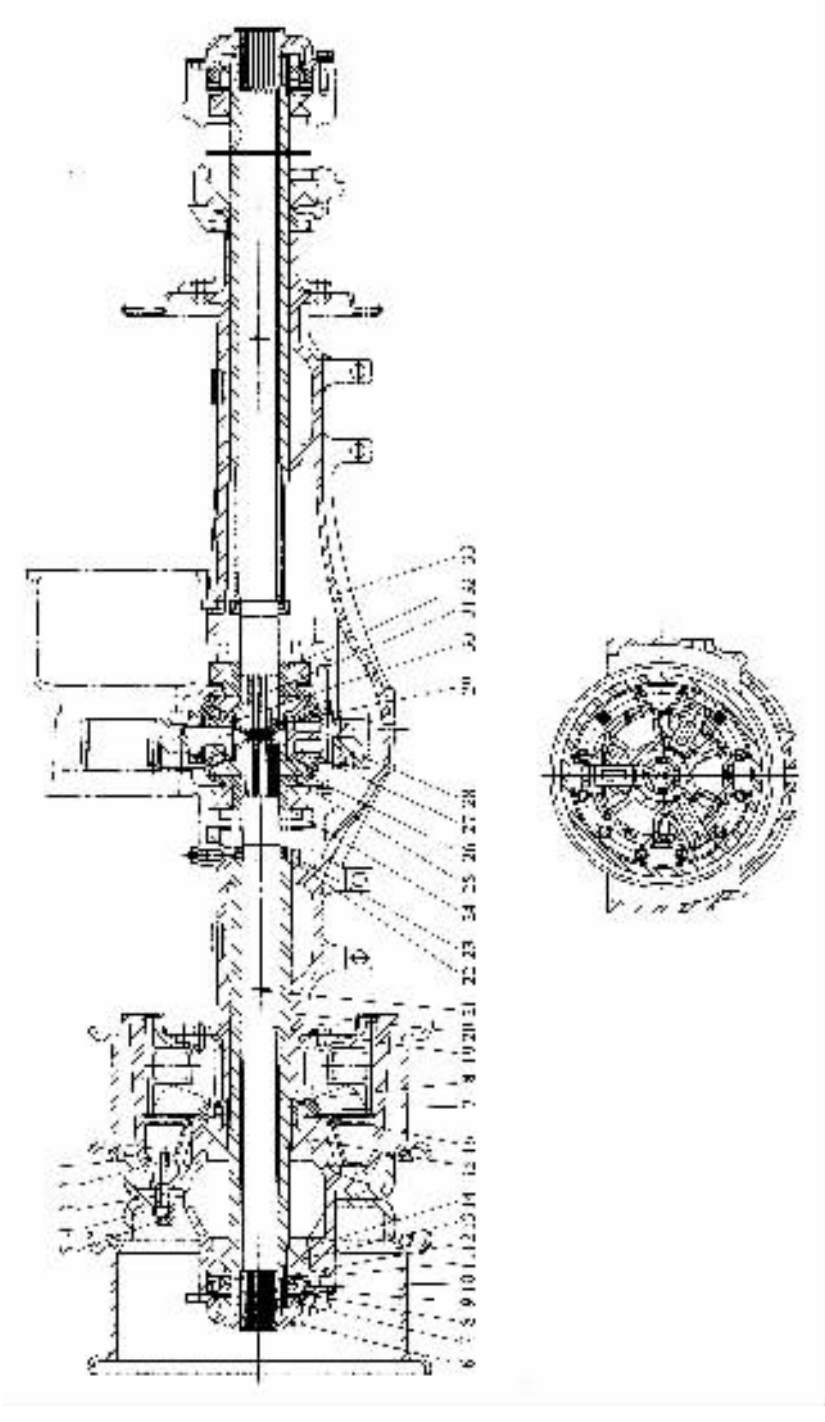


图 4－6－23　交通 SH361 型 15t 自卸载货汽车的非断开式驱动桥

1－车轮螺母；2－防尘罩；3－车轮螺栓；4－车轮螺栓外螺母；5－车轮螺检内螺母；6－半轴凸缘盘；7－轮毂外螺母；8－防松垫圈；9－轮毂外油封；10－轮毂内螺母锁片；11－轮毂内螺母；12－外轴承垫圈；13－轮毂外轴承；14－轮毂；15－轮毂内轴承；16－轮毂内油封壳；17－轮教内油封；18－油封座；19－半轴；20－半轴套管；21－半轴套管定位销；22－半轴油封；23－油封卡环；24－差速器右壳；25－多孔垫圈，26－半轴齿轮；27－差速器中壳；28－从动圆柱齿轮；29－行星齿轮轴；30－行星齿轮；31－行星齿轮支承垫圈；32－差速器左壳；33－桥壳

在生产批量不大且具有高速发动机的大型公共汽车、无轨电车、多桥驱动汽车和超重型载

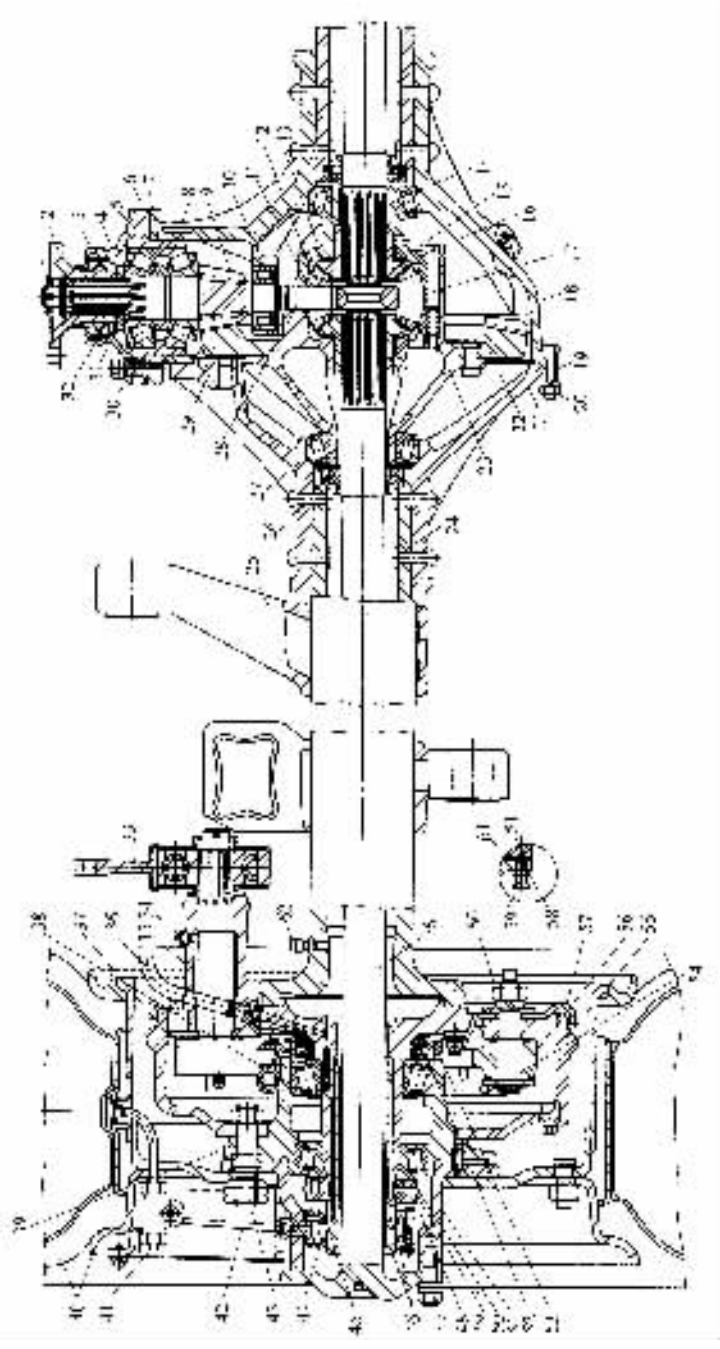


图 4－6－24 俄罗斯 3ИДЛ157 型中型越野汽车的非断开式驱动桥的结构图

1,20,47,60－螺母；2－凸缘；3－油封；4－盖；5－轴承座；6－调整垫片；7－调整垫圈；8,10,27,38－轴承；9－主动齿轮；11,15,31－支承垫片；12－行星齿轮；13,23－差速器壳；14,61－半轴；16－半轴齿轮；17,30－螺栓；18,21－桥壳；19－垫片；22－从动齿轮；24－半轴套管；25－反作用杆臂；26,52,53－油封；28－十字轴；29－止推板；32－防尘罩；33－制动器调整杆；34－油嘴；35－凸轮轴支架；36,42－充气管；37－制动凸轮；39－轮毂；40－车轮；41－开关；43－轮毂螺柱；44－充气管路接头；45－充气槽；46－轴颈；48－防松螺母；49－锁止垫圈；50－调整螺母；51－轮毂盖；54－制动蹄支承销；55－制动蹄；56－制动鼓；57－制动底板；58－螺母；59－拆卸用螺栓；62－通气塞

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

货汽车时，驱动桥的主减速器有时采用蜗轮传动。采用蜗轮传动主减速器的原因，在于它不仅具有在结构质量较小的情况下可以得到大的传动比及工作平滑无噪声等优点，而且还在矛其结构对汽车的总体布置很方便。蜗杆上置式的结构（图 4－6－29(a)）用在载货汽车和越野汽车上，其优点在于能保证足够的离地间隙和减小传动轴万向节的交角；蜗杆下置式的结构（图 4－6－29(b)）用在公共汽车和无轨电车上，其优点在于能降低万向节传动轴的高度，从而降低车身地板的高度。蜗轮式主减速器还便于布置多桥驱动汽车的贯通式驱动桥（图 4－6－30）。

普通的非断开式驱动桥在汽车上的安装关系如图 4－6－30、图 4－6－32 所示，桥壳是经悬架的弹性元件与车架或车厢相联的。

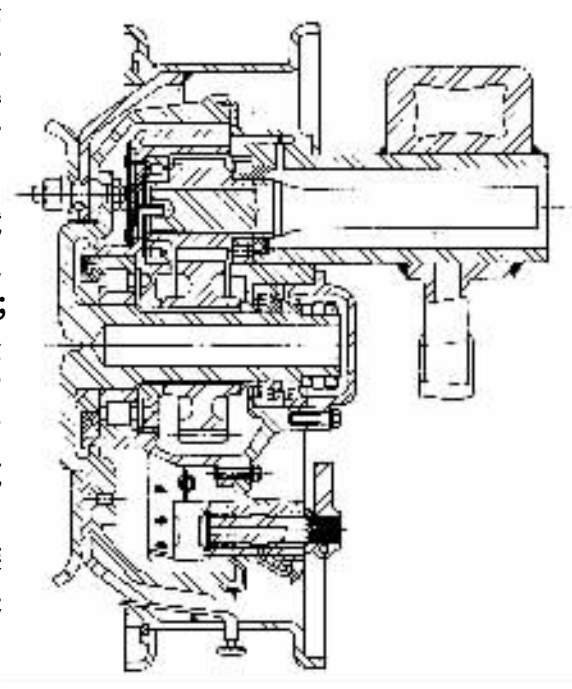


图 4－6－25　捷克‘布拉格’V3S 型汽车的普通圆柱齿轮式轮边减速器

图 4－6－19(b)及图 4－6－31、图 4－6－32 是带有摆动半轴的非断开式驱动桥，它又称为 de Dion 式驱动桥。如图 4－6－31 所示，在管式横梁 2 的两端压上由可锻铸铁或铸钢做成的支架 5，然后焊牢。制动底板固定在支架 5 上。车轮直接装在车轮轴上，左、右车轮轴分别借助于两个轴承支承在支架 5 的轴承座中。传给驱动车轮的驱动转矩，是由悬置于车架横梁或车身底板上的主减速器及差速器总成 1 经过两侧的驱动车轮的传动装置所传递。该传动装置又分别由摆动式半轴 3 及其两端经万向节与之相联的半轴齿轮轴及驱动车轮轴所组成。而每侧的摆动式半轴又由两部分组成，这两部分以装在保护套 4 内的花键式滑动联轴节相联接，以适应车轮上下跳动时的需要。驱动车轮轴也和普通半浮式半轴的受载情况一样，即它不但承受转矩，而且承受由于车轮受到垂向、纵向及横向载荷时而产生的弯矩。与普通的非断开式驱动桥相比，这里由于主减速器、差速器及传动轴全部变为汽车的悬挂质量，因此其非悬挂质量显著减小。其非悬挂部分除车轮外只有管式横梁和驱动车轮传动装置的一部分。这就使汽车的行驶平顺性得到显著提高，车轮的接地性、汽车在坏路面上的行驶稳定性也有所改善。另外，由于主减速器及传动轴无垂向运动，因此车身底板用于传动轴通道的凸起部分可降低，使车身底板以至整个汽车的高度有所减小，重心有所下降。这些都是 de Dion 式驱动桥优于一般非断开式驱动桥的地方。但是，由于其结构较复杂，造价高，在设计中还应考虑由于主减速器装在车体上而产生的齿轮噪声的隔离问题，而且汽车的悬架总成仍然是非独立的，所以这种结构仅在部分轿车上及竞赛用汽车上有所采用，而未得到推广。图 4－6－32 是德国大型 Opel 牌轿车 de Dion 式驱动桥的结构图。

三、断开式驱动桥

从外观上看，断开式驱动桥区别于非断开式驱动桥的明显特点在于前者没有一个联接左、右驱动车轮的刚性整体外壳或梁。断开式驱动桥的桥壳是分段的，并且彼此之间可以做相对

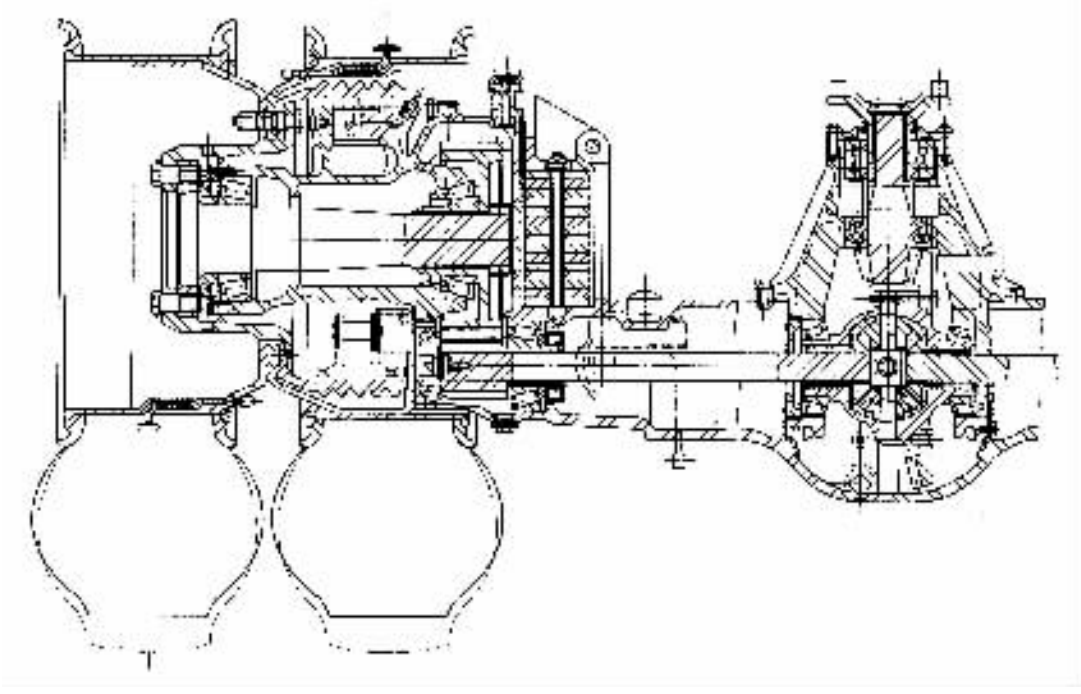


图 4－6－26 捷克“斯可达”7T－24 型无轨电车带有普通圆柱齿轮轮边减速器的驱动桥

运动，所以这种桥称为断开式的。另外，断开式驱动桥又总是与独立悬架相匹配，因此又称为独立悬架驱动桥。这种桥的中段，图 4－6－33～图 4－6－35 所示，主减速器及差速器总成是悬置在车架横梁或车厢底板上的，并与传动轴及一部分驱动车轮传动装置的质量同属于汽车的悬挂质量，而两侧驱动车轮则以独立悬架的弹性元件（图中多为螺旋弹簧）与车架或车厢做弹性联系。因此，两侧驱动车轮可以彼此独立地相对于车架或车厢做上下摆动，相应地就要求驱动车轮的传动装置及其外面的壳或套管（有的结构没有外壳或套管，如图 4－6－35 所示）做相应摆动。所以断开式驱动桥又称为“带有摆动式半轴的驱动桥”。

汽车悬架总成的类型及其弹性元件与减振装置，是决定汽车行驶平顺性的主要因素，而汽车非悬挂质量的大小，对其行驶平顺性也有显著的影响。因此，如果采用断开式驱动桥，由于其属于非悬挂部分的质量较小，并且它又与独立悬架相匹配，致使驱动车轮与地面的接触情况及对各种地形的适应性比较好，由此可大大地减少汽车在不平路面上行驶时的振动和车身的倾斜（见图 4－6－19、图 4－6－20）；减小车轮和车桥上的动载荷，提高汽车的行驶平顺性和平均行驶速度；减少零件的损坏，提高其可靠性并延长使用寿命。但是，由于断开式驱动桥及与之相配的独立悬架的结构复杂，故这种结构主要见于对行驶平顺性要求较高的一部分轿车及一些越野汽车上，且后者多属于轻型以下的越野汽车或多桥驱动的重型越野汽车。

图 4－6－4 即为轿车的一种单铰节式断开式驱动桥的结构图，为德国 Mercedes－Benz 轿车所采用。由图 4－6－4(a)可见，其主减速壳 2 和盖 8 套装在销轴 3 上，后者又由吊架 7 与车身底板支架做弹性联接，因而主减速器及差速器等就弹性地吊挂在车身上。左段驱动桥壳 1 用螺钉与主减速器壳 2 联接，可与主减速器总成一起绕销轴 3 摆动，因此左半轴为整体的，相对于主减速器无摆动。右段驱动桥壳 4 内端为叉形，也套装在销轴 3 上并可绕其摆动。如图 4

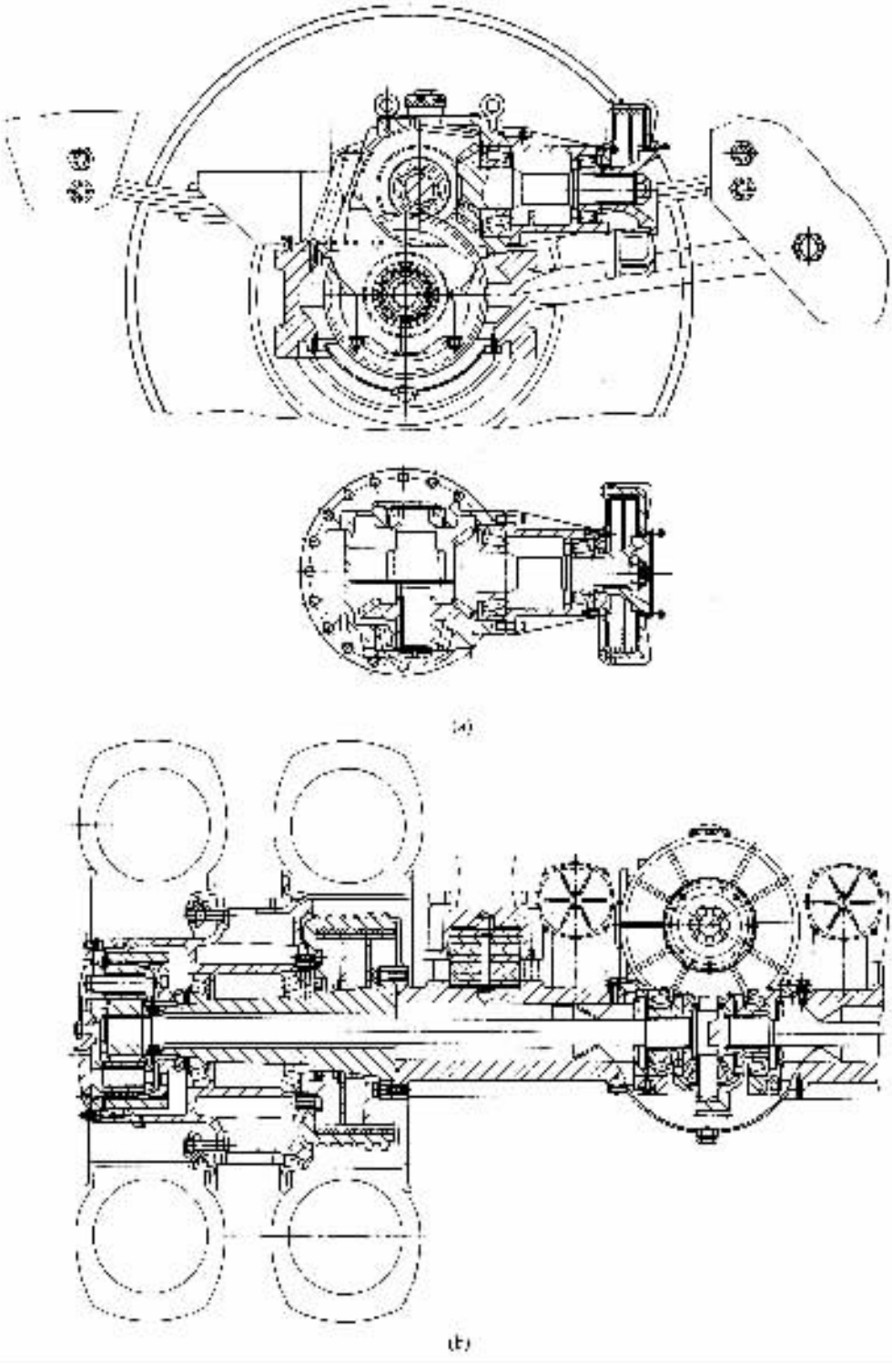


图 4－6－27　带有行星齿轮轮边减速器的非断开式驱动桥

－6－4 所示，右侧驱动车轮的传动装置即半轴分成三段，并用一个位于销轴 3 正上方的十字轴万向节和一个带有滚柱的花键联轴节将它们联接起来，因此右半轴相对主减速器可做上下

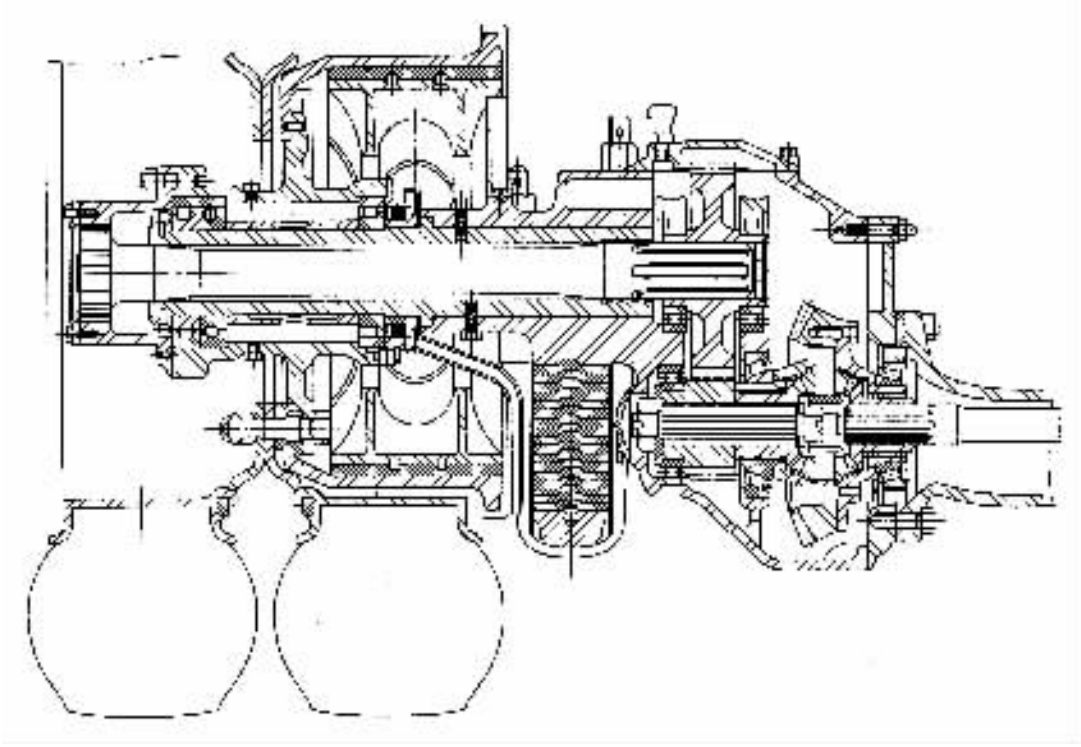


图 4－6－28 将主减速器移向一个驱动车轮并采用圆柱齿轮轮边减速器的公共汽车驱动桥

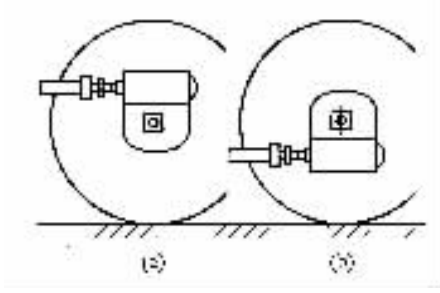


图 4－6－29 蜗轮式主减速器的布置方案
(a)蜗杆上置式；(b)蜗杆下置式

摆动。滚柱的作用是将普通花键副之间的滑动摩擦变为滚柱与花键副之间的滚动摩擦。

断开式驱动桥的另一种结构型式即双铰节式的。图 4－6－33、图 4－6－34 所示，两图是装载质量为 0.54t 的奥地利微型越野汽车“STEYR－PUCHHAFLINGER”的断开式前驱动桥和后驱动桥的结构图。该车是采用后置发动机全轮驱动，并利用封闭式传动轴的套管（也是脊梁式车架）将前、后驱动桥的主减速器联接起来。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

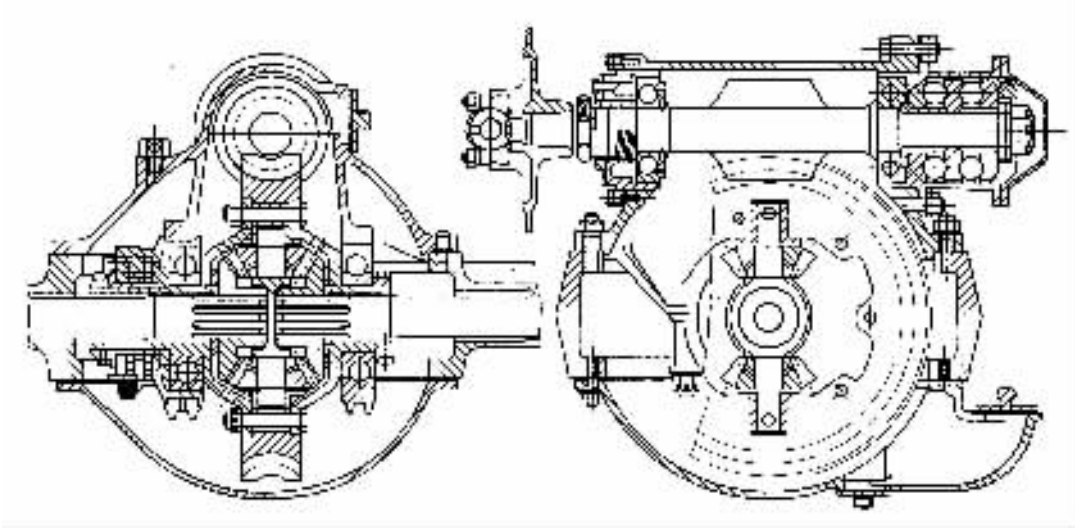


图 4－6－30　蜗轮传动的贯通式驱动桥

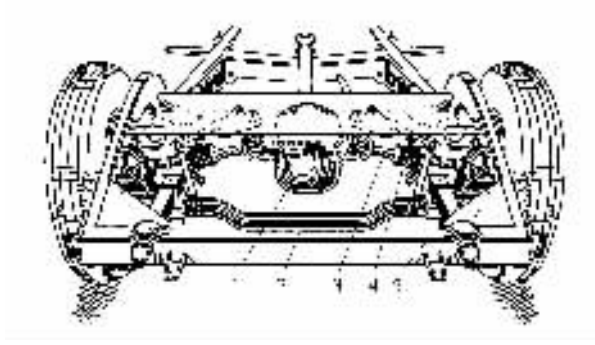


图 4－6－31　带有摆动半轴的非断开式驱动桥(de Dion 式驱动桥)

1－主减速器及差速器总成；2－管式横梁；3－摆动式半轴；

4－花键式滑动联轴节及其护套；5－支架

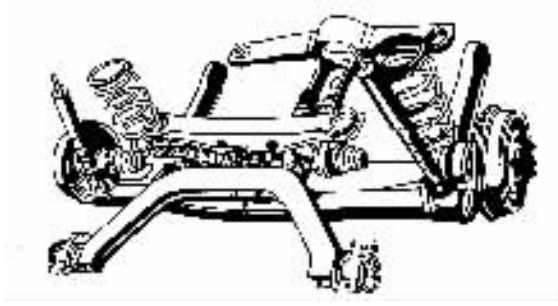


图 4－6－32　德国 Opel 牌轿车的 de Dion 式驱动桥

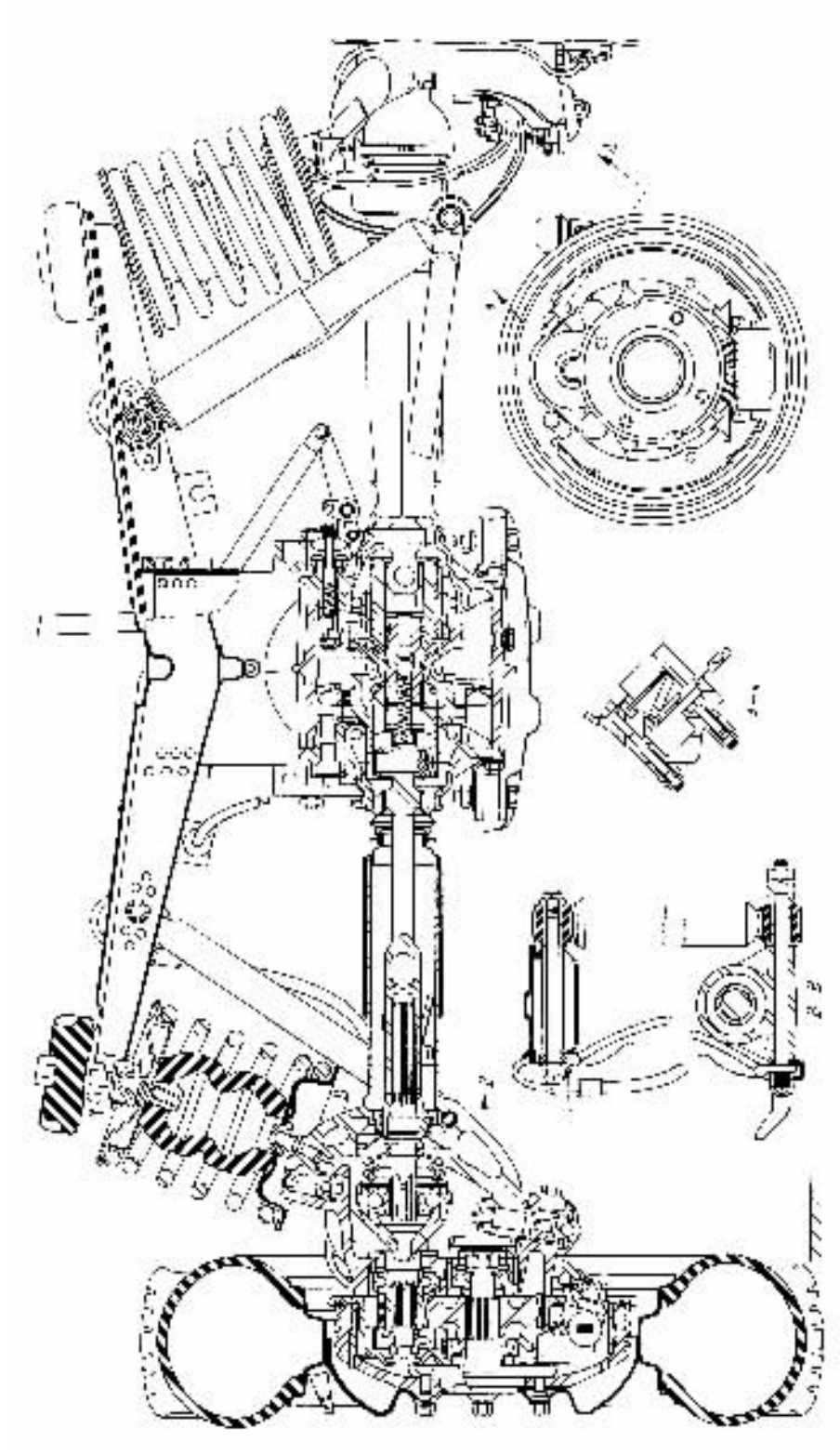


图 4－6－33 奥地利微型越野汽车‘STEYR－PUCH HAFLINGER’的断开式前驱动桥

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

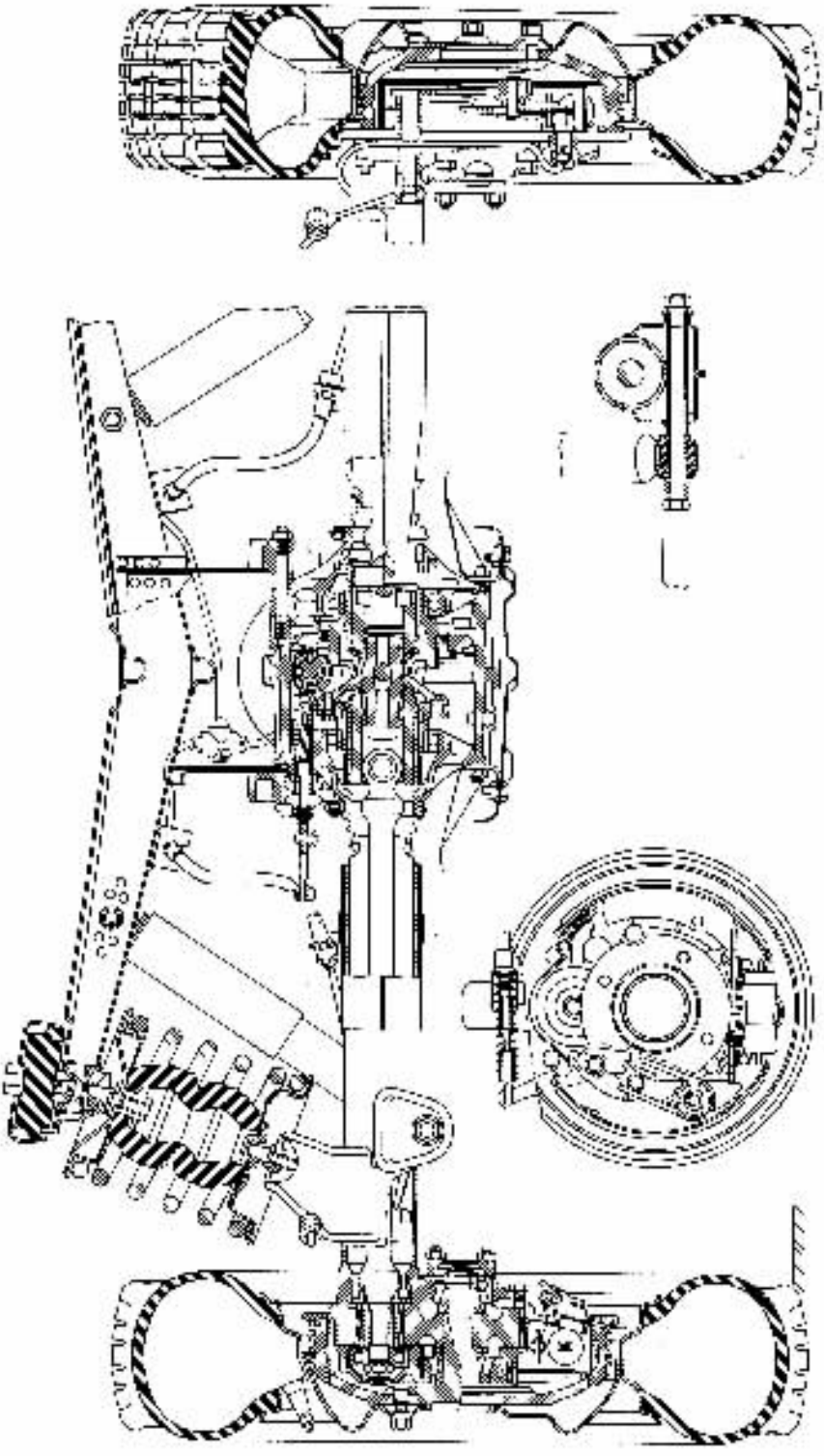


图 4－6－34　奥地利微型越野汽车‘STEYR－PUCH HAFLINGER’的断开式后驱动桥

图 4－6－35(a)是美国通用汽车公司雪佛兰厂生产的 Corvette 牌轿车的后驱动桥，其特点是双铰节式断开式驱动桥与横置钢板弹簧独立悬架相配合；驱动车轮的传动装置带有两个普通的十字轴万向节，并且没有外壳或套管而直接暴露在外面。图 4－6－35(b)也是与横置钢板弹簧独立悬架相匹配的双铰节式断开式驱动桥，只是它又与脊梁式车架相匹配。

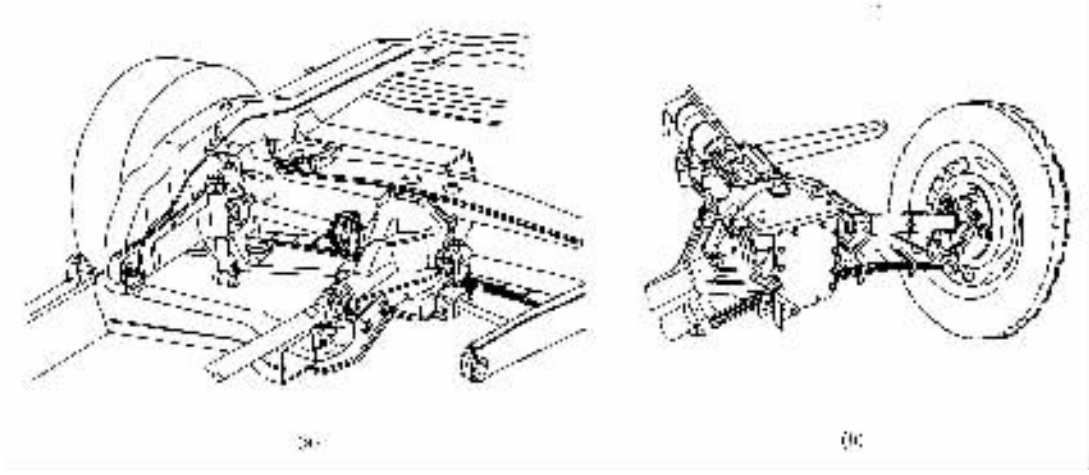


图 4－6－35 与横置钢板弹簧独立悬架相匹配的断开式驱动桥
(a)美国通用汽车公司雪佛兰 Corvette 型轿车的后驱动桥；
(b)主减速器壳与脊梁式车架联接的断开式驱动桥

现代轿车多采用前置发动机前轮驱动的布置型式，这时发动机、离合器、变速器及主减速器连成一体(见图 4－6－36)，置于汽车前部，并省去了传动轴。显然，这时前驱动桥为断开式的，并为双铰节式结构，即左、右半轴相对主减速器可做上下摆动(见图 4－6－37)。由于发动机为横置，因此图 4－6－36、图 4－6－37 中的主减速器齿轮均为斜齿圆柱齿轮。当发动机纵置时，主减速器的齿轮则应采用螺旋锥齿轮(图 4－6－38)或双曲面齿轮(图 4－6－39)。

图 4－6－40 为德国 VW Golf 四轮驱动轿车的前置传动装置的主减速器、差速器及五档变速器的结构图，其主减速器及差速器总成的右侧。装有将动力引向后驱动桥的齿轮传动副。图 4－6－41 为 Vw Golf 轿车的后断开式驱动桥的主减速器、差速器的结构图，在主减速器之前装有粘性离合器；在主减速器与差速器之间装有超越离合器。

图4－6－42 给出了具有独特结构型式的捷克产全轮驱动(6×6)重型汽车“太脱拉”(TATRA)的断开式驱动桥的贯通式中桥和后桥的结构简图。图 4－6－43 是具有这种结构型式、装载质量 10t 的。TATRA－111 型重型汽车贯通式中桥的结构图；图 4－6－44 为装载质量 15t 的“TATRA－T815”型 6×6 重型汽车驱动桥的结构图。由图 4－6－42～图 3－5－44 可见，单级主减速器的壳体内有两对螺旋锥齿轮，它们的传动比彼此相等，而且它们的主、从动齿轮又分别相同。左、右半轴就是由这两对主减速齿轮分别驱动的，并且可绕着各自的主动锥齿轮做上、下摆动。圆柱行星齿轮式轮间差速器不在主减速器壳体内。中桥的轮间差速器在其主减速器之前；而后桥的差速器在其主减速器之后。这两个差速器的差速锁可通过统一的操纵系统在驾驶室内进行操纵。该车无轴间差速器。由图 4－6－43 可见，中桥经管梁 2 与前面的副变速器壳相联；经壳体 1 与后面的后桥主减速器壳相接。主传动轴 3 与差速器壳 5 经齿套 4 联接。中、后桥间的中间传动轴 9 用花键与中、后桥差速器壳联接。空心轴 8 的后端经键与右半轴的主动锥齿轮连到一起，而空心轴的前端则装着差速器太阳轮 6。差速器的另一个太阳

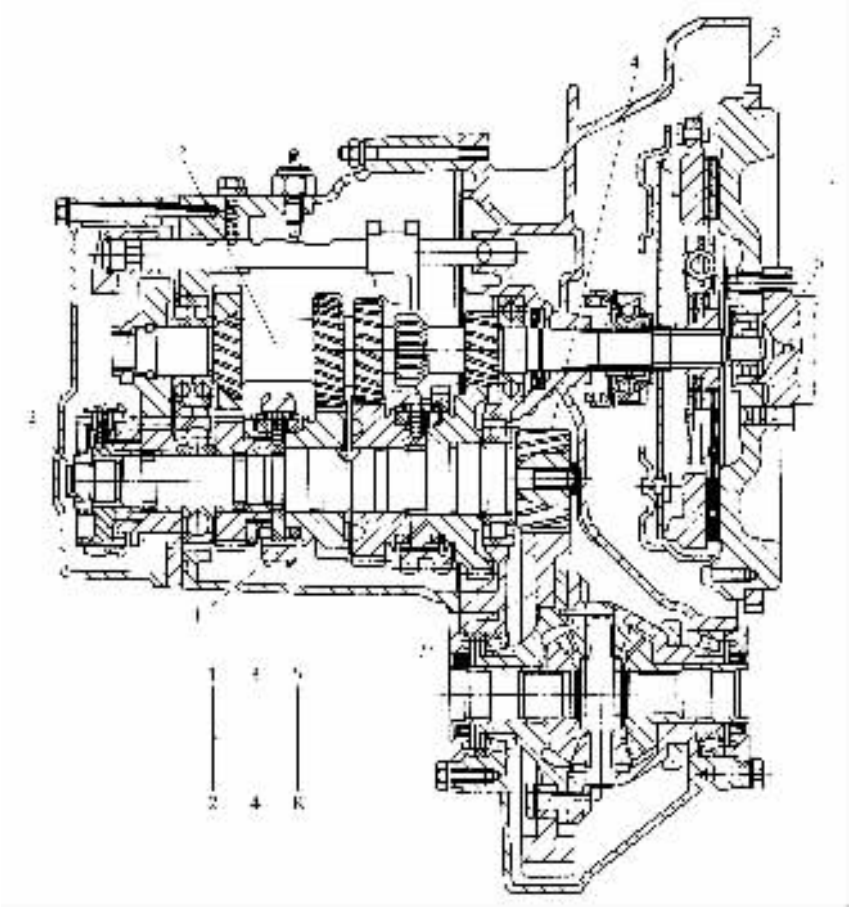


图 4－6－36　发动机、离合器、变速器与主减速器连成一体的汽车动力、传动装置

1－同步器；2－变速器第二轴；3－变速器第一轴；4－主减速器主动齿轮；

5－离合零压盘；6－发动机蓝轴；7－主减速器从动齿轮

轮则通过接合齿 7 与左半轴的主动锥齿轮相联。后桥的结构与中桥相同，只是相当于将中桥壳绕车轮中心向后翻转了 180°而已。中间传动轴 9 有两处支承凸肩 10，用以减小其受载时的挠度。“太脱拉”型摆动式半轴是全浮式的，它是用花键与轮毂连到一起，半轴外面有可随其摆动的套管。由于左右半轴分别由一对主减速器齿轮驱动，因此左、右半轴不在一条轴线上，各个驱动桥的右半轴均比其左半轴后移 45mm。

图 4－6－45 给出了另一种具有独特结构型式的断开式驱动桥，即荷兰 D.A.F. 微型轿车的皮带无级自动变速式独立悬架驱动桥。在这一结构中，三角皮带无级自动变速器代替了普通的变速器，传动比可在 4.4～20 范围内连续地、无级地、自动地进行选择。

图 4－6－46 给出了 D.A.F. 微型轿车的主减速器和三角皮带无级自动变速器主动皮带盘的结构图。由该图可知，由离心式离合器传来的发动机转矩，经短的传动轴 1 传给主减速器的主动锥齿轮，后者同时与两个分别支承在一对轴承上的左、右从动锥齿轮相啮合。左、右从动锥齿轮在未与接合套 7 接合前只是空转。接合套 7 可沿皮带盘轴上的花键由司机操纵向左或向右滑动，并用其外缘的接合齿与左边或右边的从动锥齿轮上的接合齿相接合，以挂上前进档或倒档。这样，动力便可经左边的或右边的从动锥齿轮，经皮带盘轴传给主动皮带盘。主、从

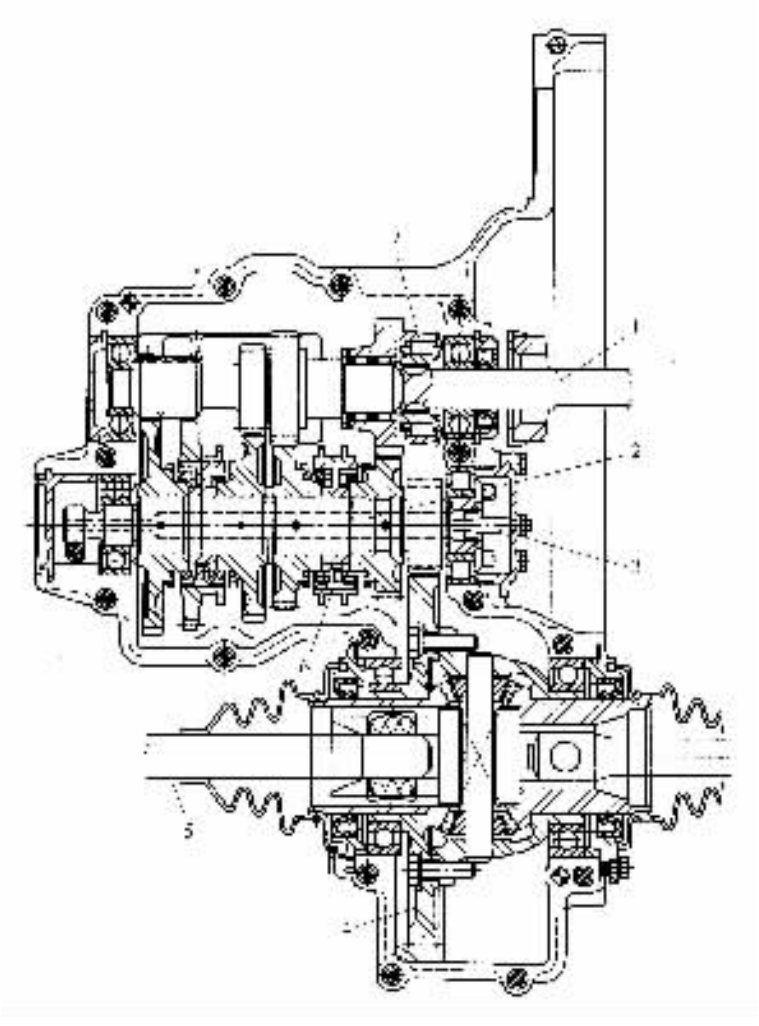


图 4－6－37 前置前驱动轿车动力传动装置的主减速器及摆动半轴

1－变速器第一轴；2－变速器第二轴；3－表面有螺旋槽的润滑用锥体；

4－主减速从动齿轮；5－半轴；6－同步器；7－超越离合器

动盘均由两半盘组成，其中一半盘固定在轴上不动，而另一半盘可沿花键 2 滑动，并以此达到改变三角皮带的有效工作直径，从而改变其传动比的目的。

D.A.F. 皮带无级变速器是随着以下三种因素的综合影响而进行自动变速的：

①随着发动机转速的提高，在离心力的影响下离心块 3 绕其轴向外转动并将该半盘推向固定着的半盘 6，使主动盘的皮带有效工作直径增大而从动盘的相应减小，汽车则进入高速行驶状态。

②当汽车需要克服更大的地面阻力或爬坡时，要求增大牵引力，这时在皮带张力的作用下主动盘分开，汽车则进入低速行驶状态。另外，汽车在起动前主动盘的有效工作直径小于从动盘的。

③随着主动盘真空加力缸中真空度的改变，引起活塞 5 对缸的相对移动，从而改变主动盘的有效工作直径及传动比，而真空加力缸是经导管 4 与发动机进气管相通的（管路系统中另有

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

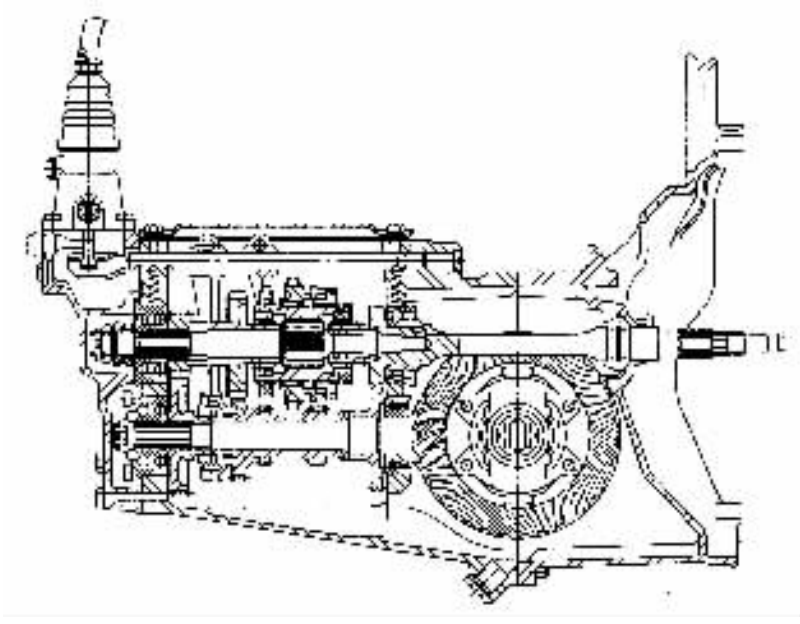


图 4－6－38　前纵置发动机前轮驱动轿车的主减速器与变速器结构图

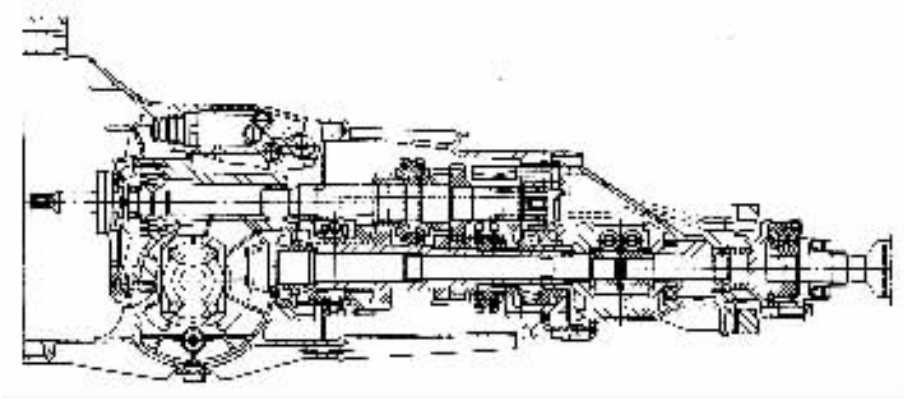


图 4－6－39　德国 Audi 80/90/100 前纵置发动机四轮驱动轿车的主减速器、差速器与变速器及通往后桥的托森轴间差速器的结构图

一些调节阀)。

这样，D.A.F. 汽车的皮带无级自动变速器所选择的传动比就与车速、载荷和发动机油门踏板的位置直接有关了。并可根据这三个因素自动地进行选择。

日本富士重工采用了一种钢带式无级变速机构，图 4－6－47 是其钢带的结构组成示意图。也有采用如图 4－6－48 所示的链条结构的。它们的工作原理与上述皮带无级变速的工作原理相类似。美国 Ford CTX 型无级变速轿车采用了类似的链条式无级变速结构及断开式驱动桥，如图 4－6－49 所示。

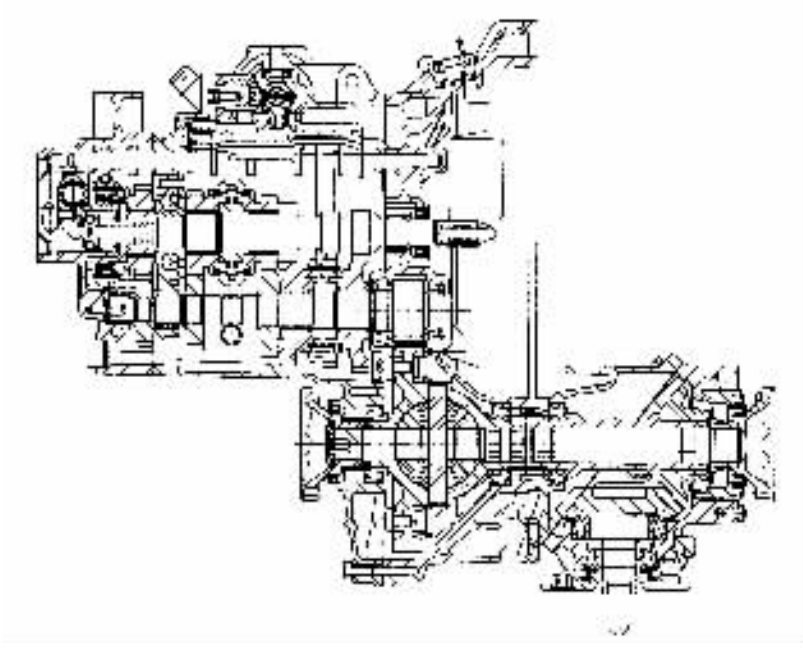


图 4－6－40 德国 VW Golf 四轮驱动轿车前置传动装置的主减速器、差速器及变速器的结构图

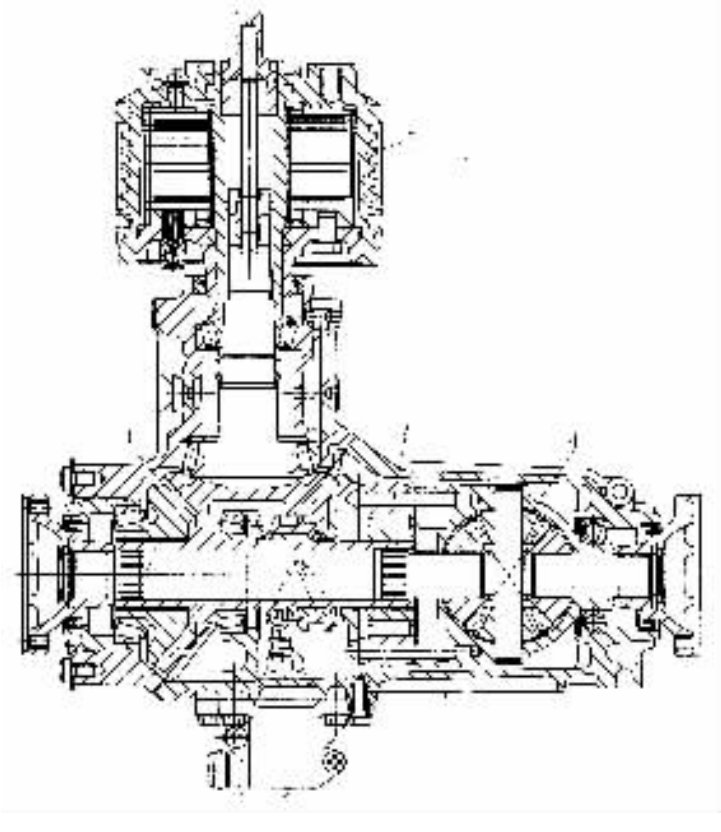


图 4－6－41 德国 VW Golf 四轮驱动轿车的后驱动桥

1－后轿主减速器；2－粘性离合器；3－超越离合器；4－差速器

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

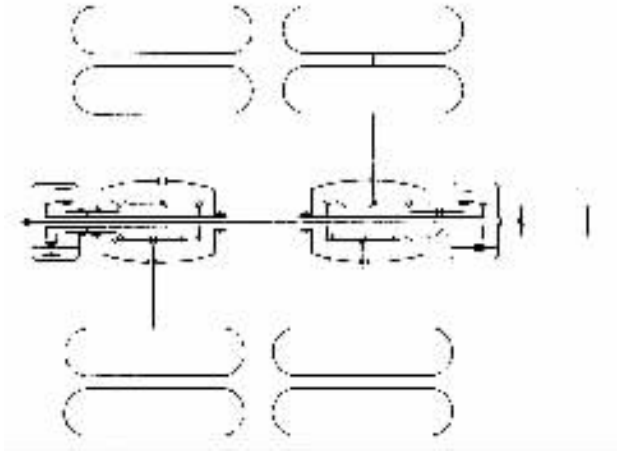


图 4－6－42　捷克‘TATRA’重型汽车的
断开式中、后驱动桥的结构简图

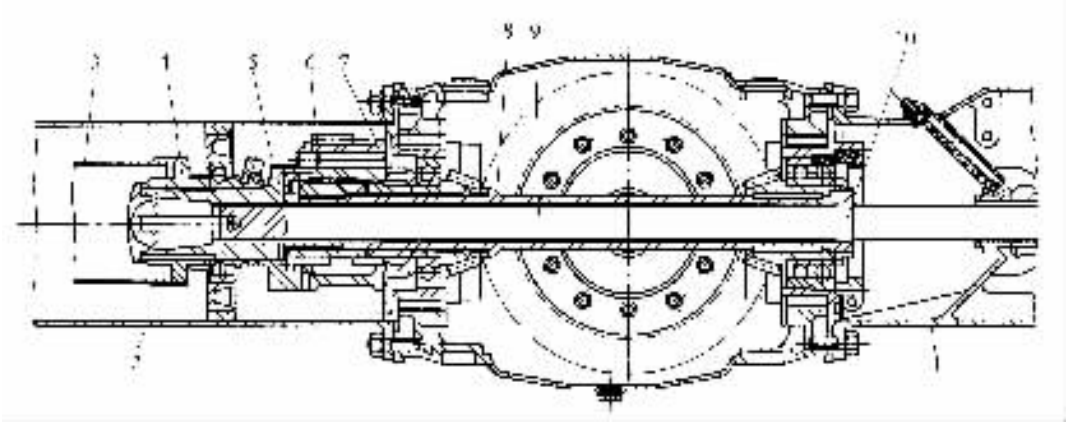


图 4－6－43　TATRA 111 重型汽车贯通式中桥的结构图
1－中、后桥联接壳体；2－中央管梁；3－主传动轴；4－齿套；
5－差速器壳；6－太阳轮；7－接合齿；8－主动锥齿轮空心轴；
9－中、后桥中间传动轴；10－中间传动轴凸肩

四、多桥驱动的布置

为了提高装载量和通过性，一些重型汽车及全部越野汽车都是采用多桥驱动，常采用的有 4×4、6×4、6×6、8×8 等驱动型式。在多桥驱动的情况下，动力经分动器传给各驱动桥的方式有两种。相应这两种动力传递方式，多桥驱动汽车的各驱动桥的布置型式分为非贯通式与贯通式两种，如图 4－6－50 所示。由该图可见，如果采用非贯通式驱动桥的布置型式，为了把动力经分动器传给各驱动桥，需分别由分动器经各驱动桥专用的传动轴传递动力，这样不仅使传动轴的数量较多（如图 4－6－50(a)所示，6×6 汽车就需要 5 根传动轴），更主要的是使各驱动桥的零件特别是桥壳、半轴等主要零件不能通用。而对 8×8 汽车来说，这种非贯通式驱动桥就更不适宜，也难于布置了。

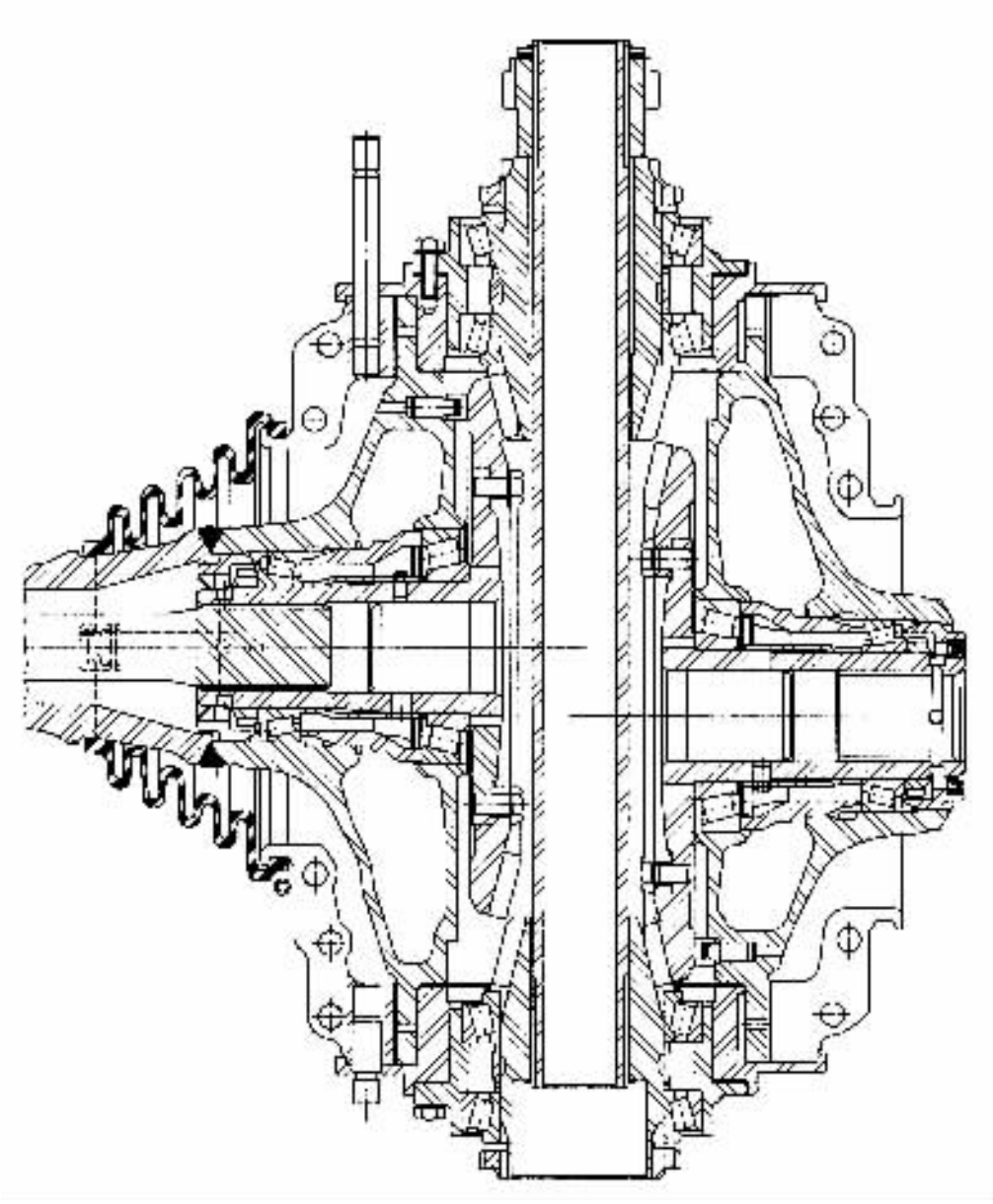


图 4－6－44 捷克 TATRA－T815 型重型汽车的断开式驱动桥结构图

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

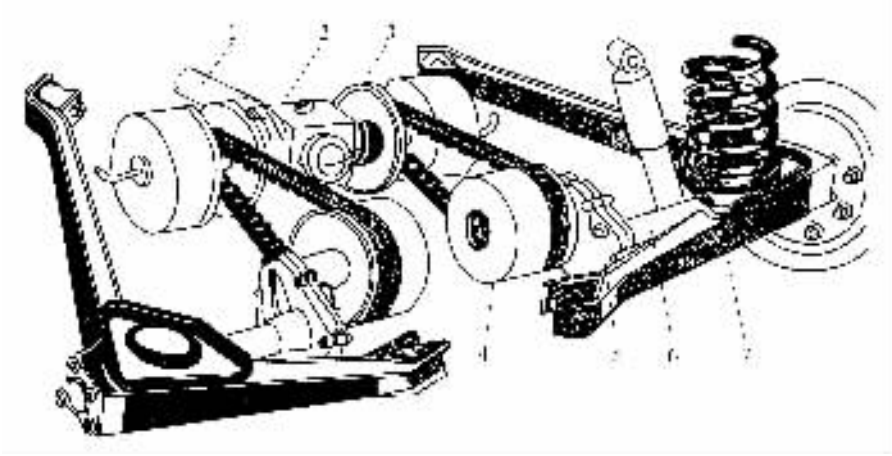


图 4－6－45　荷兰 D.A.F. 微型轿车的皮带无级自动变速式独立悬架驱动桥

1－传动轴；2－主减速器；3－主动皮带盘；4－从动皮带盘；

5－轮边减速器；6－驱动车轮轴；7－悬架摆臂

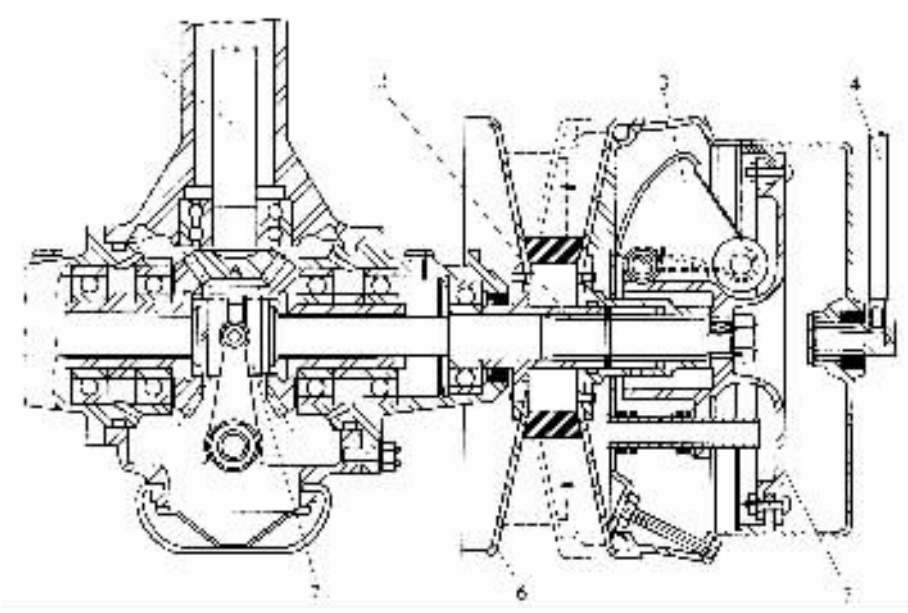


图 4－6－46　D.A.F 微型轿车的主减速器和皮带

无级自动变速器的主动盘

1－传动轴；2－花键；3－离心块；

4－真空加力缸导管；5－活塞；6－固定着的半盘；7－啮合套

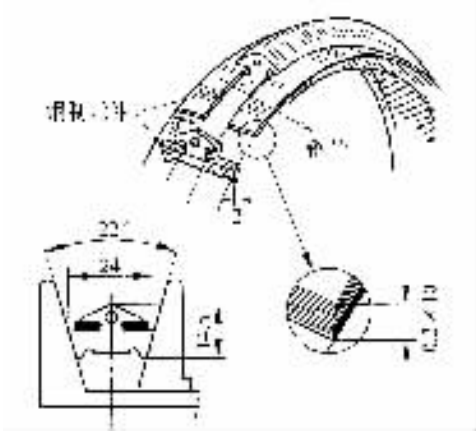


图 4－6－47 钢带的结构组成示意图

图 4－6－48 无级变速机构用的链条

为了解决上述问题，现代多桥驱动的汽车都是采用贯通式驱动桥的布置型式。如图 4－6－50(b)所示，在贯通式驱动桥的布置中，各桥的传动轴布置在同一纵向铅垂平面内，并且各驱动桥不是分别用自己的传动轴与分动器直接联接，而是用位于分动器前面的或后面的各相邻两桥的传动轴，是相互串联的。汽车前后两端的驱动桥(即第一、第四桥)的动力，是经分动器并贯通中间桥(分别穿过第二桥、第三桥)而传递的。这种布置的优点，不仅可减少传动轴的数量，而且提高了各驱动桥零件的相互通用性，并且简化了结构、减小了体积和质量。这给汽车的设计(如汽车的变型)、制造和维修、都带来了方便。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

图 4－6－49　美国 Ford CTX 型前置发动机前轮驱动轿车的链条无级变速器与断开式驱动桥结构图

1－链条；2－多片离合器；3－多片制动器；4－飞轮；5－行星齿轮机构；6－油泵

图 4－6－50　非贯通式驱动桥与贯通式驱动桥的布置简图

(a)6×6 汽车非贯通式驱动桥的布置；

(b)8×8 汽车贯通式驱动桥的布置

第三节 主减速器

一、主减速器的结构型式

主减速器的结构型式主要是根据其齿轮类型、主动齿轮和从动齿轮的安置方法以及减速型式的不同而异。

(一)主减速器齿轮的类型

在现代汽车的驱动桥上,应用最广泛的主减速齿轮型式是"格里森"(Gleason)制或"奥利康"(Oerlikon)制螺旋锥齿轮和双曲面齿轮。在双级主减速器中,通常还加一对圆柱齿轮或一组行星齿轮。在轮边减速器中常采用普通平行轴式布置的一对外啮合斜齿圆柱齿轮传动或行星齿轮传动。在某些公共汽车、无轨电车和超重型载货汽车的主减速器上,有时也采用蜗轮传动,这种传动型式主要用在英国早年的汽车上。据统计,1968 年英国有 37 种型号(占 30%)的公共汽车采用了蜗轮传动的主减速器。

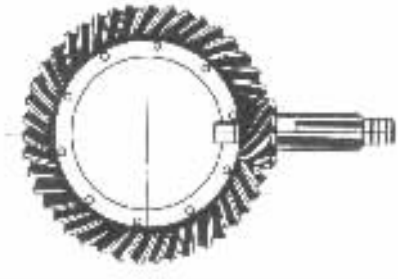


图 4-6-51 螺旋锥齿轮传动

螺旋锥齿轮传动如图 4-6-51 所示,其主、从动齿轮轴线相交于一点。交角可以是任意的,但在绝大多数的汽车驱动桥上,主减速齿轮副都采用 90°交角的布置方案。由于轮齿端面重叠的影响,至少有两对以上的轮齿同时啮合,因此螺旋锥齿轮能承受较大的负荷。加之其轮齿不是在齿的全长上同时啮合,而是逐渐地由齿的一端连续而平稳地转向另一端,因此其工作平稳,即使在高速运转时,噪声和振动也很小。

图 4-6-52 双曲面齿轮传动

双曲面齿轮传动如图 4-6-52 所示,其特点是主、从动齿轮的轴线不相交而呈空间交叉。其空间交叉角(即将一轴线平移,使之与另一轴线相交的交角)也都采用 90°夹角。主动齿轮轴相对于从动齿轮轴有向上或向下的偏移,称为上偏置或下偏置。该偏移量称为双曲面齿轮的偏移距。当偏移距大到一定程度时,可使一个齿轮轴从另一个齿轮轴的上面或下面通过。这样就能在每个齿轮的两侧布置尺寸紧凑的支承。这对于增强支承刚度,保证齿轮正确啮合,从而提高齿轮寿命大有益处。与螺旋锥齿轮由于齿轮副的轴线相交而使主、从动齿轮的螺旋角相等的情况不同,双曲面齿轮的偏移距使得其主动齿轮的螺旋角大于从动齿轮的螺旋角,因此,双曲面齿轮传动副的法向模数或法向周节虽相等,但端面模数或端面周节是不等的。主动齿轮的端面模数或端面周节大于从动齿轮的。这就使双曲面齿轮传动的主动齿轮比相应的螺旋锥齿轮传动的主动齿轮有更大的直径和更好的强度及刚度。其增大的程度与偏移距的大小有关。另外,由于双曲面齿轮传动的主动齿轮的直径及螺旋角都较大,所以相啮合轮齿的当量曲率半径比相应的螺旋锥齿轮当量曲率半径大,其结果是齿面间的接触应力降低。随偏移距的不同,双曲面齿轮与接触应力相当的螺旋锥齿轮比较,负荷可提高达 175%。如果双曲面主动齿轮的螺旋角变大,则不产生根切的最少齿数可减小,所以可选用较少的齿数,这有利于大传动比的传动。当要求传动比较大而轮廓尺寸

有限时，采用双曲面齿轮传动则更为合理。因为如果保持两种传动的主动齿轮轴径相等，则双曲面从动齿轮的直径比螺旋锥齿轮的小。这对于驱动桥的主减速比 $i_0 \geqslant 4.5$ 的传动有其优越性。对于中等主减速比，两种齿轮都能很好适应。当 i_0 低于 2 时，双曲面主动齿轮与螺旋锥齿轮主动锥齿轮相比就显得过大，占据了过多空间，这时选用螺旋锥齿轮则更为合理，因为后者具有较大的差速器可利用空间。采用双曲面齿轮作为汽车驱动桥的主减速齿轮时，其偏移距还给汽车的总体布置带来方便。例如，当采用下偏置（这时主动齿轮为左旋，从动齿轮为右旋）的双曲面齿轮时，可降低轿车传动轴的安装高度，从而降低车身地板的高度或减小因设置传动轴通道而引起的地板凸起高度，有利于轿车外形高度的减小。由于双曲面传动主动齿轮螺旋角的增大，还导致其进入啮合的平均齿数要比螺旋锥齿轮相应的齿数多，因而双曲面齿轮传动比螺旋锥齿轮传动工作得更加平稳、无噪声，强度也高。

像圆柱齿轮传动只在节点处一对齿廓表面为纯滚动接触而在其他各点啮合过程还伴随着沿齿廓的滑动一样，螺旋锥齿轮与双曲面齿轮传动也都有这种沿齿廓方向的滑动。此外，双曲面齿轮传动还具有沿齿长方向的纵向滑动。这种滑动有利于磨合，促使齿轮副沿整个齿面都能较好地啮合，因而更促使其工作平稳和无噪声。但由于双曲面齿轮这一附加滑动的结果，产生较多的热量，使接触点的温度升高，因而需要用专门的双曲面齿轮油来润滑。又由于螺旋锥齿轮齿面间沿齿长方向无相对滑动，故在一般情况下，螺旋锥齿轮比双曲面齿轮出现胶合的情况少。然而在正确选用驱动桥齿轮润滑油的情况下，这两种齿轮都很少出现胶合现象。双曲面齿轮及螺旋锥齿轮的传动效率都很高。但由于双曲面齿轮有纵向滑动，因而其效率比螺旋锥齿轮略低，达 96%。双曲面齿轮的传动效率与偏移距有关，更主要的是与所传递的负荷大小及传动比有关。负荷大时效率高。螺旋锥齿轮也一样，其效率可达 99%。无论是螺旋锥齿轮还是双曲面齿轮，在载荷作用下对安装误差的敏感性本质上是相同的。如果螺旋锥齿轮的螺旋角与相应的双曲面主、从动齿轮螺旋角的平均值相同，则双曲面主动齿轮的螺旋角将比螺旋锥齿轮的大，而双曲面从动齿轮的螺旋角将比螺旋锥齿轮的小，因而双曲面主动齿轮的轴向力将比螺旋锥齿轮的大，而从动齿轮的轴向力将较小。螺旋锥齿轮及双曲面齿轮都在同样的机床上加工，加工成本基本相同。然而，双曲面齿轮传动的小齿轮较大，所以刀盘刀顶距较大，因而刀刃寿命较长。另外，其纵向滑动也使轮齿磨合较为迅速而且均匀。

蜗杆－蜗轮传动简称为蜗轮传动，如图 4－6－9 所示，在汽车的驱动桥上也有所应用。蜗轮传动相对于螺旋锥齿轮及双曲面齿轮传动有一系列的优点。首先，在结构质量较小的情况下，采用蜗轮传动时单级减速即可得到大的传动比。因此，在超重型汽车上，当高速发动机与相对较低车速和较大轮胎直径之间的配合要求有大的主减速比（通常 $i = 8 \sim 14$）时，主减速器采用一级蜗轮传动最为方便，这时就不需要有第二级减速了。而主减速器采用其他类型的齿轮时，就需要用结构较复杂、轮廓尺寸及质量均较大且传动效率较低的双级减速；其次，蜗轮传动在整个使用期间在任何转速下都能工作得非常平稳、最为静寂无噪声；再者，与锥齿轮传动相比，蜗轮传动更便于汽车的总体布置及贯通式多桥驱动的布置。另外，蜗轮传动还具有：能传递大的载荷，使用寿命长，在整个使用期间有高的传动效率，结构简单、拆装方便、调整容易等一系列的优点。与螺旋锥齿轮及双曲面齿轮主减速器相比，其惟一的缺点是要用昂贵的有色金属（青铜）制造，材料成本高，因此未能在大批量生产的汽车上推广应用。

（二）主减速器主动锥齿轮的支承型式及安置方法

在壳体结构及轴承型式已定的情况下，主减速器主动齿轮的支承型式及安置方法对其支承刚度影响很大，这是齿轮能否正确啮合并具有较高使用寿命的重要因素之一。

现代汽车主减速器主动锥齿轮的支承型式有以下两种：

(1)悬臂式

如图 4－6－53(a)及(b)所示，齿轮以其轮齿大端一侧的轴颈悬臂式地支承于一对轴承的外侧。

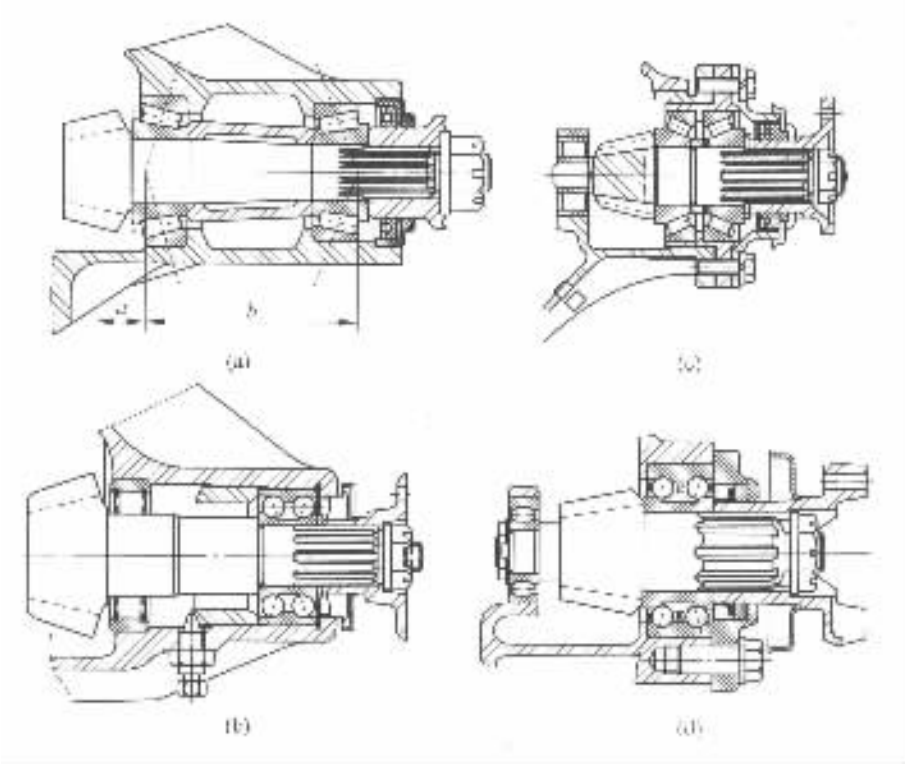


图 4－6－53 主减速器主动锥齿轮的支承型式及安置方法

(2)骑马式

如图 4－6－53(c)及(d)所示，齿轮前后两端的轴颈均以轴承支承，故又称为“两端支承式”。

图 4－6－53 也给出了主减速器主动锥齿轮轴承的不同型式。装于轮齿大端一侧轴颈上的轴承，多采用两个可以预紧以增强支承刚度的圆锥滚子轴承，其中位于驱动桥前部的通常称为主动锥齿轮前轴承，其后部紧靠齿轮背面的那个称为主动锥齿轮后轴承；当采用骑马式支承时，装于齿轮小端一侧轴颈上的轴承一般称为导向轴承。导向轴承都采用圆柱滚子式，并且其内外圈可以分离(有时不带内圈)，以利于拆装。

在图 4－6－54 中夸张地画出了在载荷作用下产生变形时以悬臂式支承的主减速器主动锥齿轮的轴线偏转角 φ。实验表明，这一偏转角 φ 的大小主要取决于紧靠齿轮背面的主动锥齿轮后轴承的型式、支承轴颈直径的大小、两支承间的距离和悬臂部分长短，而装在齿轮轴尾端的主动锥齿轮前轴承，其承受的负荷较小，因而其对于结构刚度的影响也很小。当后轴承采用圆锥滚子或圆柱滚子轴

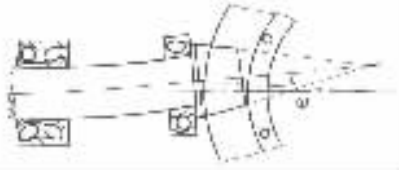


图 4－6－54 以悬臂式安置的主减速器主动锥齿轮在载荷作用下的变形示意图

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

承时，结构刚度较安装球轴承时大大增加。为了尽可能地增强支承刚度，减小轴的偏转角 φ，在设计上应使悬臂式结构的两轴承支承中心间的距离 b 比齿轮齿面宽中点的悬臂长度 a（见图 4－6－53(a)）大 2 倍以上，同时尺寸 b 应比齿轮节圆直径的 70% 还大，并使齿轮轴的直径尽可能地大（应大于或最小等于悬臂长 a）。另外，为了拆装方便，应使主动锥齿轮前后轴承的两个支承轴颈（即安装轴承处的轴颈）有不同的尺寸（或名义尺寸虽相同，但公差有别），使后轴承轴径比前轴承的大一些。

如图 4－6－53(a)所示，当主动锥齿轮安装在圆锥滚子轴承上时，为了减小悬臂长度口和增加支承间的距离 b，应使此两轴承圆锥滚子的小端朝内相向，大端朝外，以使两轴承支承中心间的距离 b 拉长并使悬臂 a 缩短，从而增强支承刚度。这样也便于结构的布置、轴承预紧度的调整及轴承的润滑。

支承刚度也随轴承与轴及轴承与座孔之间配合紧度的增加而增加。

当主动锥齿轮采用骑马式支承时，它的支承刚度可以大大增强。此时偏转角 φ（见图 4－6－54）较悬臂式支承时大为减小，约减小到悬臂式支承的 $\frac{1}{30}$ 以下。而主动锥齿轮后轴承的径向负荷比悬臂式的要减小至 $\frac{1}{7}\sim\frac{1}{5}$。齿轮承载能力较悬臂式可提高 10% 左右。此外，由于齿轮大端一侧轴颈上的两个圆锥滚子轴承之间的距离很小，可以缩短主动锥齿轮轴的长度，使布置更紧凑，并可减小传动轴夹角，有利于整车布置。因此，当壳体中的空间允许安装导向轴承的支座时，最好采用骑马式支承。特别是在传递较大转矩的情况下，悬臂式支承难以满足支承刚度的要求，如装载质量 2t 以上的汽车，其主减速器主动锥齿轮都是采用骑马式支承的。但是，由于骑马式支承增设了导向轴承支座，使主减速壳的结构复杂，加工成本提高，有时因空间有限布置不下或使齿轮拆装困难。而对于小型车辆常采用的结构较简单、质量较小且主动锥齿轮轴承座与主减速器壳铸成一体的这种结构型式的主减速器来说，又不能采用骑马式支承（否则将使主动锥齿轮无法拆装），因此在轿车上和装载质量在 2t 以下的载货汽车上，由于载荷较小，主减速器主动锥齿轮的轴线偏转角 φ 的绝对值不大。主动锥齿轮最好还是采用结构简单、布置方便及成本较低的悬臂式支承。在双级主减速器中，如果主动锥齿轮两端设置支承在结构设计上有困难，通常也采用悬臂式支承。

当支承安装在主动锥齿轮的两侧时，为了进一步增强刚度，应尽可能减小支承间的距离（图 4－6－53(c)），增大支承轴颈的直径，适当提高轴承与轴及轴承与座孔间的配合紧度。

（三）主减速器从动锥齿轮的支承型式及安置方法

主减速器从动锥齿轮的支承刚度依轴承的型式、支承间的距离和载荷在轴承之间的分布即载荷离两端轴承支承中心间的距离 c 和 d（见图 4－6－55(a)）之比例而定。为了增强支承刚度，支承间的距离（$c+d$）应尽量缩小。然而，为了使从动锥齿轮背面的支承凸缘有足够的位置设置加强筋及增强支承的稳定性，距离（$c+d$）应不小于从动锥齿轮节圆直径的 70%。两端支承多采用圆锥滚子轴承，安装时应使它们的圆锥滚子大端朝内相向，小端朝外相背。为了使载荷能尽量均匀分布在两个轴承上，并且让出位置来加强从动锥齿轮联接凸缘的刚度，应尽量使尺寸 c 不小于尺寸 d。

从动锥齿轮与差速器壳之间的联接及支承刚性往往是一个薄弱环节，改进的有效措施是在支承从动锥齿轮的凸缘上设置径向加强筋，加强筋一般不应少于 6 条，而且应一直延伸到差速器轴承座的附近（见图 4－6－55(a)）。

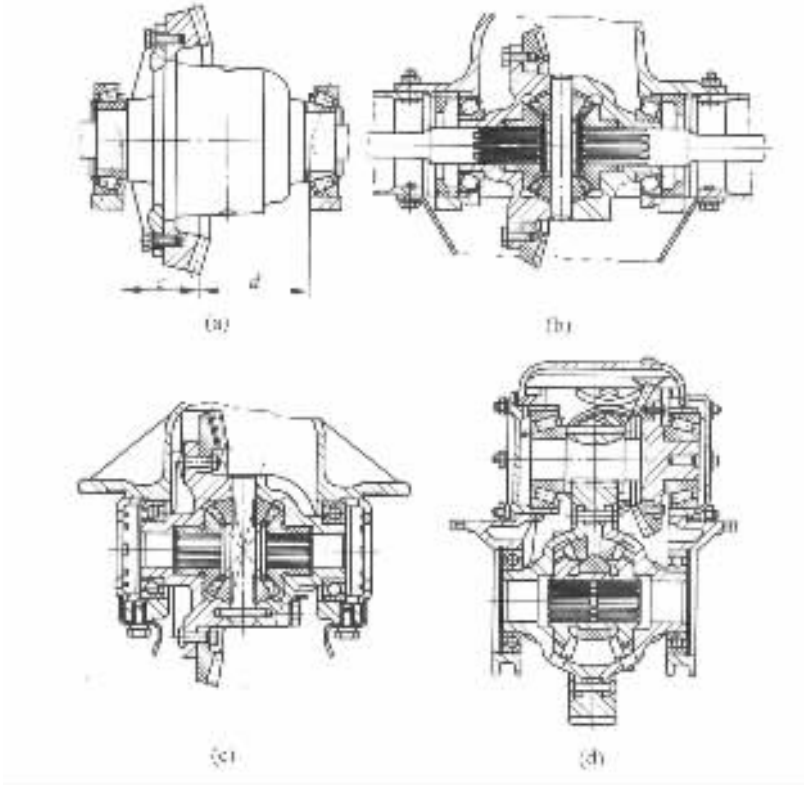


图 4－6－55 主减速器从动锥齿轮的支承型式及安置方法

为了防止从动锥齿轮在轴向载荷作用下的偏移，安装轴承时最好也采取预紧措施。由于从动锥齿轮的轴承是装在差速器壳上的，因此它们的尺寸通常相当大，足以保证所需要的支承刚度。

图 4－6－55(b)所示为用球面圆锥滚子轴承作支承的从动锥齿轮。这种轴承的承载能力和支承刚度都比圆锥滚子轴承小，但它具有自动调位的性能，因此对轴歪斜的敏感性较小，这在主减速器从动锥齿轮轴承的尺寸较大时极为重要。向心推力球轴承不需要调整，但仅见于某些小排量轿车的主减速器中(图 4－6－55(c))。只有当采用直齿或人字齿圆柱齿轮时，例如双级主减速器的第二级减速，由于没有轴向力，从动齿轮才可以安装在向心球轴承上(图 4－6－55(d))。

在轿车和轻型载货汽车上，主减速器从动锥齿轮采用无辐式结构，并用螺钉将其固定在差速器壳的凸缘上，如图 4－6－55(a)，(b)所示。这种方法对增强刚性效果较好。细牙螺钉与螺孔之间要采用精度较高的紧配合。在中型和重型载货汽车上，主减速器主动锥齿轮多采用有幅式结构并用螺栓或铆钉(图 4－6－55(c))与差速器壳凸缘联接。

当从动锥齿轮的径向尺寸较大时，在大的负荷下会产生较大的变形，这时常采用能限制从动锥齿轮因受轴向力而产生偏移的止推装置，对从动锥齿轮的外缘背面加以支承。这种止推装置有的可以调整，有的不能调整。如图 4－6－56(a)所示，它是由销 1 和青铜止推板 2 组成。有时采用安装在滚针轴承上的滚轮状止推装置 3(图 4－6－56(b))。止推装置的支承面位置应进行计算，其正确位置应是当从动锥齿轮在载荷作用下的偏移量达到允许极限时，即与从动

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

锥齿轮背面接触，以制止从动锥齿轮继续变形。主减速器主、从动锥齿轮在载荷作用下的偏移量允许极限值见图 4－6－57。

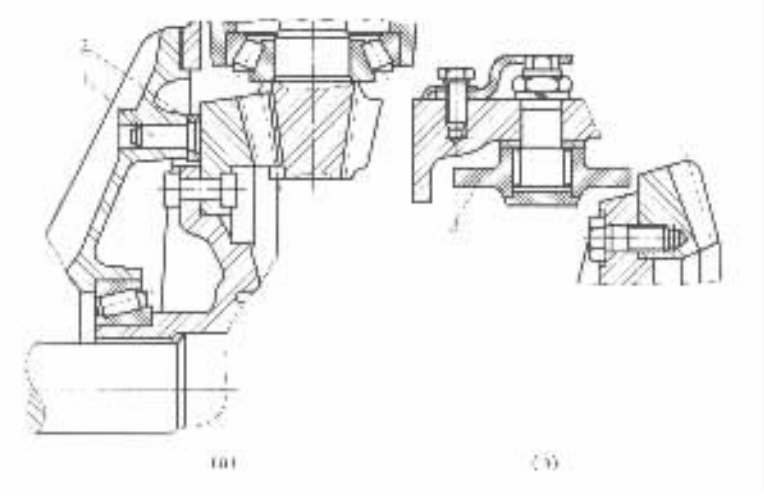


图 4－6－56　主减速器从动锥齿轮的止推装置

1－销；2－青铜止推板；3－滚轮状止推装置

（四）主减速器的减速型式

主减速器的减速型式可分为单级减速、双级减速、双速减速、单级贯通、双级贯通、单级或双级减速配以轮边减速等。减速型式的选择与汽车的类型及使用条件有关，有时也与制造厂已有的产品系列及制造条件有关，但它主要取决于由动力性、燃料经济性等整车性能所要求的主减速比的大小及驱动桥下的离地间隙；驱动桥的数目及布置型式等。若仅就主减速比的大小对选择减速型式的影响而言，通常，当主减速比 $i_0 \leqslant 7.6$（对于贯通式驱动桥 $i_0 \leqslant 5$）时，应采用单级减速；当 $7.6 < i_0 \leqslant 12$ 时，可采用双级减速；当 $i_0 > 12$ 且要求有较大的离地间隙时，需配以轮边减速。应当指出，这些仅是推荐范围，特别是主减速比 i_0 位于上述范围边界的某些汽车，在确定主减速器的减速型式时仍会有不同的选择。另外，在离地间隙已定从而从动锥齿轮尺寸确定的情况下，为了不使从动锥齿轮的轮齿过分削弱，双曲面齿轮单级主减速器的主减速比 i_0 最好不大于 6.5。

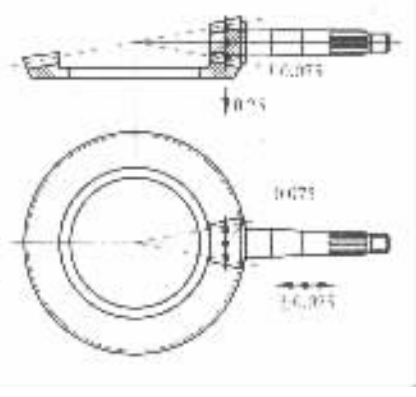


图 4－6－57　在载荷作用下主减速器锥齿轮的容许极限偏移量

现将各种减速型式的主减速器分别论述如下。

1. 单级主减速器

由于单级主减速器具有结构简单、体积及质量小且制造成本低等优点，因此广泛用于主减速比 $i_0 \leqslant 7.6$ 的各种中、小型汽车上。例如，轿车、轻型载货汽车都是采用单级主减速器，大多数的中型载货汽车也采用这种型式。一般轿车的主减速比 i_0 为 3～4.5，而多数装有单级主减速器的载货汽车的主减速比选为 5～7。

单级主减速器都是采用一对螺旋锥齿轮或双曲面齿轮，也可采用蜗轮传动减速。

单级主减速器的结构型式，尤其是其齿轮的支承型式和拆装方法，与桥壳的结构型式密切

相关。根据桥壳结构型式的不同，单级主减速器又有以下四种典型结构。

(1)采用组合式桥壳的单级主减速器

在某些小型汽车上，有时采用结构简单、质量小、造价低的组合式桥壳单级主减速器。如图 4－6－58 所示，其主减速器壳与桥壳铸成一个整体，主动锥齿轮轴承与差速器轴承都直接支承在与桥壳连成一体的主减速器壳上，因此其支承刚度大，有利于齿轮的正确啮合。采用悬臂式支承的主动锥齿轮轴做成阶梯型的，这样，其轴承的预紧可通过装在主动锥齿轮前轴承的内圈与轴肩之间的调整垫片 1 来实现。齿轮齿面接触区位置的调整，是靠装在主动锥齿轮后轴承的内圈与齿轮背面之间的调整垫片 6 来完成。从动锥齿轮及其轴承预紧的调整是靠增减其左右侧轴承与差速器壳之间的垫片 2 来实现。这种结构的缺点是装配调整比较困难。为此，有的结构在此基础上作了改进，如图 4－6－59 所示。该图为某装载质量为 2.5t 的中型越野汽车的单级主减速器的总成图，其主动锥齿轮采用骑马式支承，并作为一个分总成由驱动桥的前端装入主减速器壳亦即桥壳内，支承主动锥齿轮轮齿小端轴颈的导向轴承的内、外圈可以

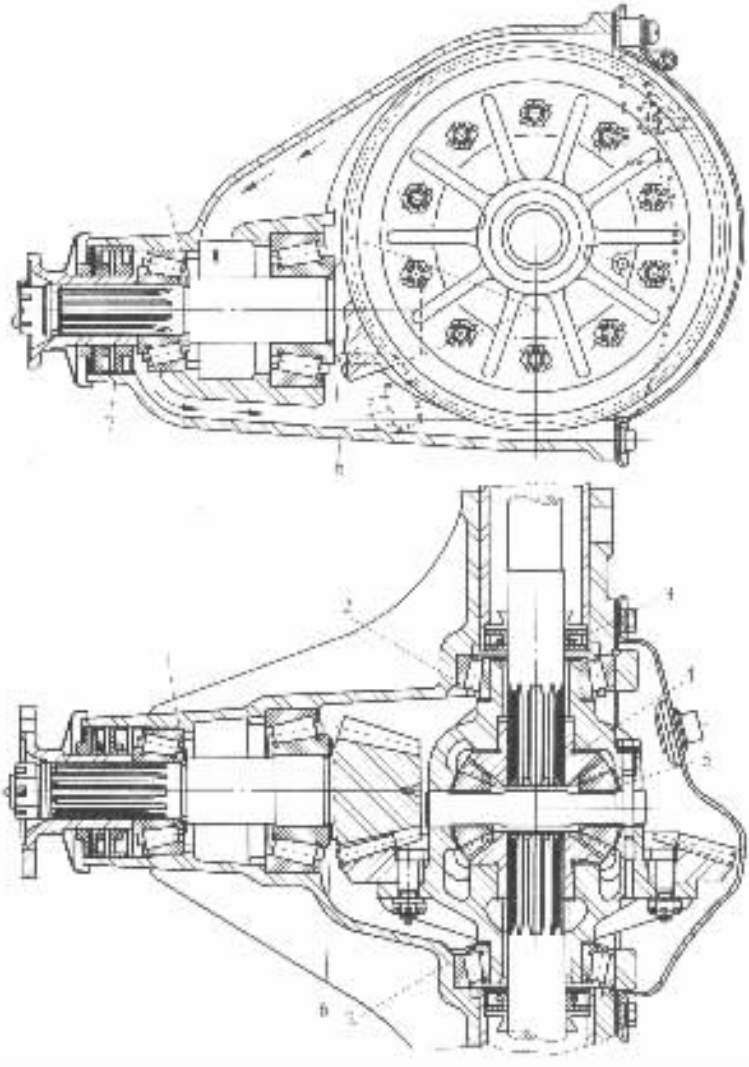


图 4－6－58 采用组合式桥壳的单级主减速器

1,2,6－调整垫片 3－油封 4－半轴齿轮垫片 5－行星齿轮垫片 7－油封

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

分离。这种改进后的结构对拆装、调整、保养等都很方便。主动锥齿轮圆锥滚子轴承预紧度的调整，是通过在两个轴承之间加入两个可以选择厚度的调整垫圈 1 来实现。齿轮齿面啮合区位置的调整，是通过在主动锥齿轮轴承座凸缘和主减速器壳前端面之间增减调整垫片 2，以及在差速器轴承外圈与主减速器壳之间增减调整垫片 5 来达到，并用带有细牙螺纹的调整环 3 来调整和预紧差速器轴承。调好后用止动片 4 将调整环 3 定位。与图 4－6－58 的结构相比，这种改进后的结构（图 4－6－59）不仅保持了原结构所具有的支承刚度好等优点，而且在拆装、调整方面也很方便，适用于中型载货汽车和越野汽车。

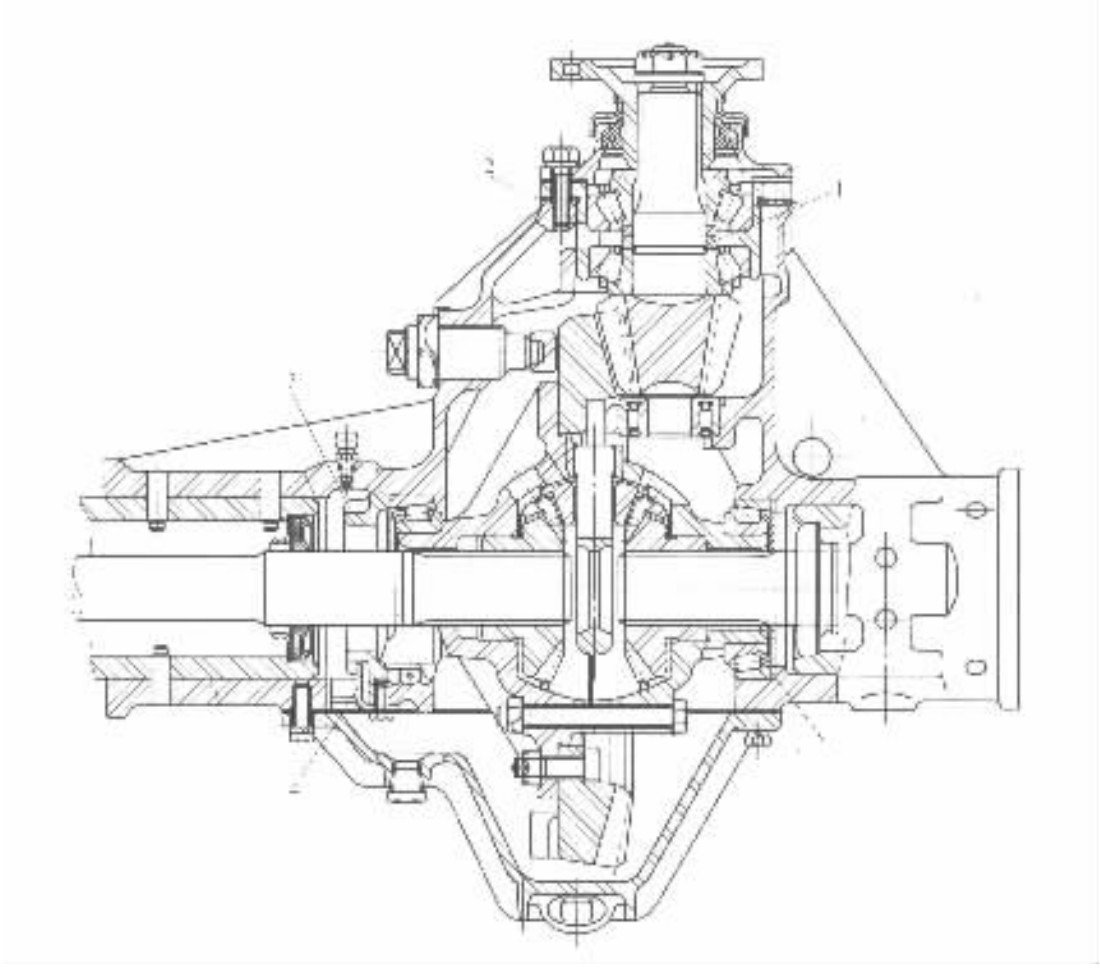


图 4－6－59　结构改进后的组合式桥壳单级主减速器

1－调整垫圈（调整主动锥齿轮轴承预紧度用）；2，5－调整垫片（调整齿面啮合区位置用）；3－调整环；4－止动片

这里顺便指出，当汽车驱动桥的差速器轴承采用调整环进行调整并用止动片将调整环定位时，为了尽量能使调整环在理想的调整状态下予以定位，止动片应有两种结构型式供调整时选用，如图 4－6－60 所示。

（2）采用对分式桥壳的单级主减速器

这种结构仅见于中、小型汽车上。图 4－6－24 及图 4－6－61 为采用对分式桥壳的单级主减速器的结构情况。如该两图所示，其桥壳的中间部分同时也是主减速器壳，它由一个纵向

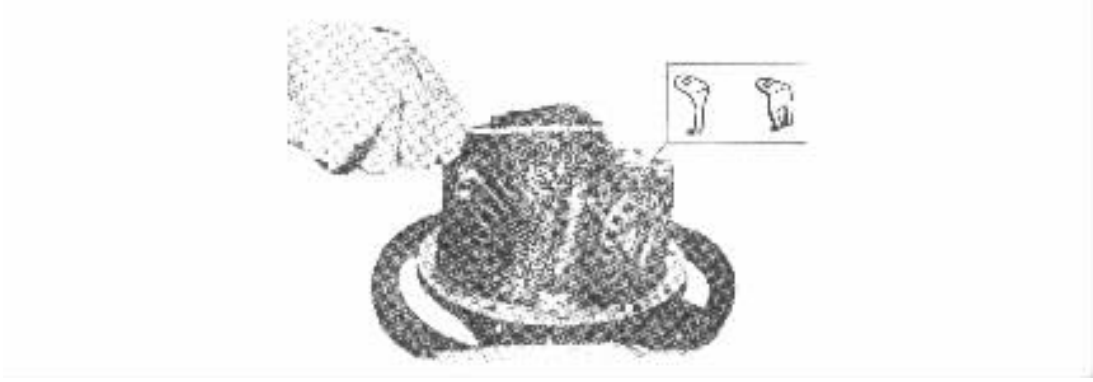


图 4－6－60 差速器轴承调整环的定位和定位用止动片的型式

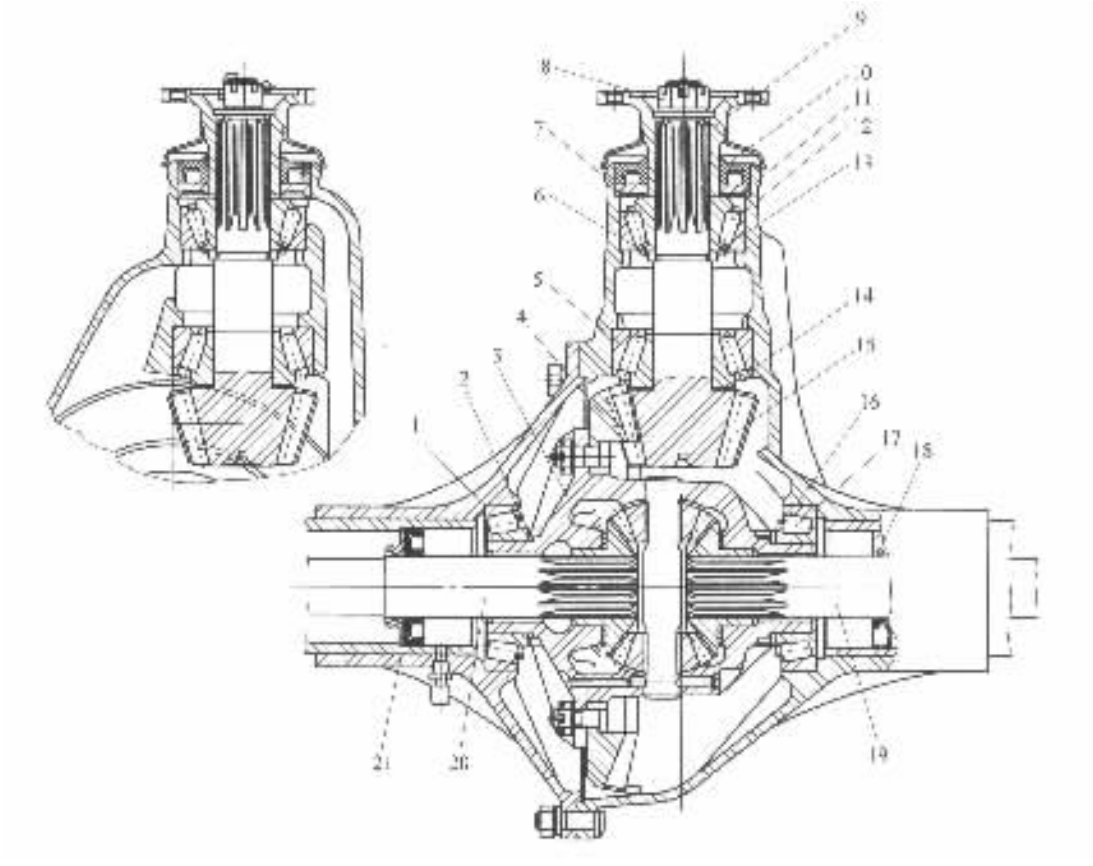


图 4－6－61 采用对分式桥壳的单级主减速器

1,17－差速器轴承；2,16－从动锥齿轮调整垫片；3－差速器壳；4－从动锥齿轮；5,12－主动锥齿轮后轴承及前轴承；6－止推环；7－挡油环；8－锁紧螺母；9－凸缘总成；10,18,21－油封；11－回油环；13－主动锥齿轮前轴承调整垫片；14－主动锥齿轮调整垫片；15－主动锥齿轮；19,20－半轴

接合面将其分为左右两部分，并由在接合面处的一圈螺栓联接成一个整体。在图 4－6－24 上，主动锥齿轮及其支承装置与图 4－6－59 的结构型式相同，而在图 4－6－61 上，主动锥齿轮及其支承方法则与图 4－6－58 相仿。另外，它们的差速器轴承都是直接装在桥壳上的轴承

座孔内，因此支承刚度大。但是，由于这种结构在调整主减速器时，必须将整个驱动桥由汽车上拆下，维修、调整十分不方便，故这种结构已极少采用。

(3)采用整体式(琵琶式)桥壳的单级主减速器

其结构特点如图 4－6－62 所示，即主减速器壳是与桥壳分开的，主减速器及差速器的全部零件都装在主减速器壳上，然后将其作为一个已安装、调整好的独立总成而插入整体式桥壳内。另外，主减速主动锥齿轮及其支承装置也是一个单独的分总成，可由主减速器壳上拆下。这种结构对于主减速器总成的拆装、调整都非常方便，因此被广泛地用于中、重型载货汽车、越野汽车和中型、大型客车上。当轿车、小型客车和轻型及以下货车采用这种结构时，如图 4－6－1、图 4－6－2 所示，可将主减速主动锥齿轮直接地悬臂支承在主减速器壳内，以便简化结构并减小质量。

另外，为了加强差速器轴承座的刚度，在图 4－6－63 的结构中，仅在左边采用了一食轴承调整环，并加设了差速器轴承座支承螺栓及支承销。

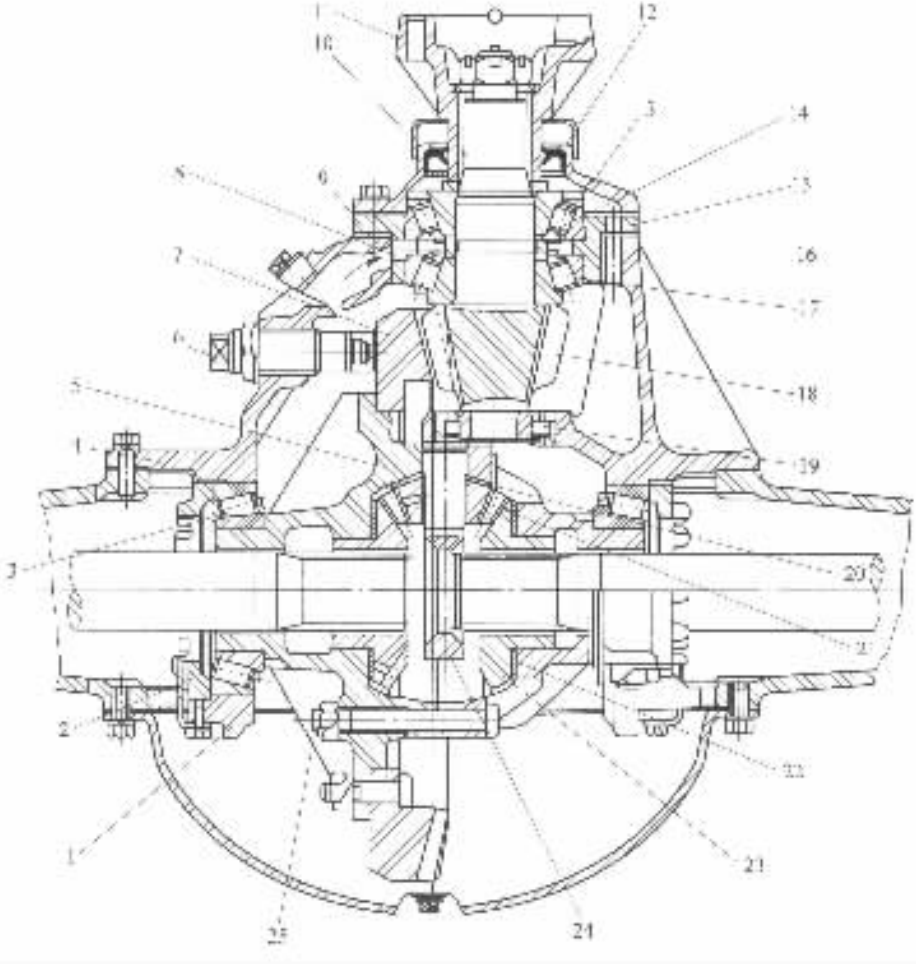


图 4－6－62　东风 EQ1091E 型汽车的整体式桥壳的单级主减速器

1－差速器轴承盖；2－轴承调整螺母；3，13，17－轴承；4－主减速器壳；5－差速器壳；6－支承螺栓；7－从动双曲面齿轮；8－进油道；9，14－调整垫片；10－防尘罩；11－叉形凸缘；12－油封；15－轴承座；16－回油道；18－主动双曲面齿轮；19－导向轴承；20－行星齿轮垫片；21－行星齿轮；22－半轴齿轮垫片；23－半轴齿轮；24－行星齿轮轴(十字轴)；25－螺栓

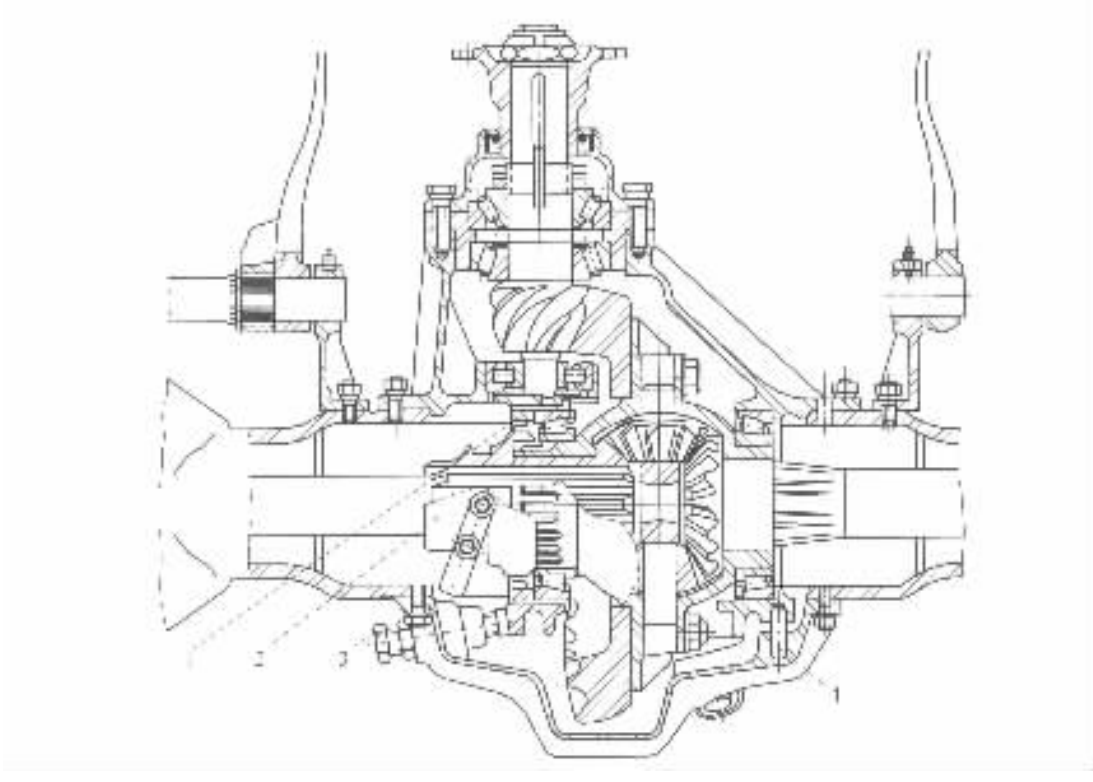


图 4－6－63 德国 Henschel HS－100 型汽车采用的整体式桥壳的单级主减速器

1－差速器轴承调整环；2－差速锁啮合套；3－差速器轴承座加强刚度用支承螺栓；4－差速器轴承座加强刚度用支承销

上面介绍了用于前置发动机后轮驱动汽车的单级主减速器的几种典型结构型式，这里还应指出，在有些单级减速的驱动桥上，当主动锥齿轮采用骑马式支承时，为了宜于安放主动锥齿轮的导向轴承座和增大差速器的布置空间，在设计时，往往将差速器由普通的布置方案改为背置方案，即将差速器十字轴中心线由位于从动锥齿轮轮齿正面的一侧（见图 4－6－58、图 4－6－59、图 4－6－61）移向位于从动锥齿轮背面的一侧，如图 4－6－63、图 4－6－64 所示。

另外，在多桥驱动汽车的贯通式驱动桥上，当采用双曲面齿轮单级主减速器时，也需要采用差速器背置方案，以便于主动齿轮轴的贯通。

（4）前置发动机前轮驱动汽车和后置发动机后轮驱动汽车的单级主减速器

轿车多采用前置发动机前轮驱动的布置型式，而后置发动机后轮驱动的布置型式则见于运动型轿车（sports car）和拉力赛用汽车（rally car）。采用这两种布置型式时，如前所述，汽车的发动机、离合器、变速器与主减速器及差速器组合成一个动力－传动总成。这时其单级主减速器的结构型式与前述用于前置发动机后轮驱动汽车的大不一样。这时，主减速器、差速器与变速器组合在一起。当发动机纵置时，主减速器采用螺旋锥齿轮或双曲面齿轮，如图 4－6－65 及图 4－6－38、4－6－39 所示；当发动机横置时，主减速器齿轮则可采用斜齿圆柱齿轮。图 4－6－67 给出了前置发动机前轮驱动的德国奥迪 100 型轿车的双曲面齿轮单级主减速器及差速器的结构情况。

2. 双级主减速器

与单级主减速器相比，由于双级主减速器由两级齿轮减速组成，使其结构复杂、质量加大

本资料来自 www.qiche.com 免费下载

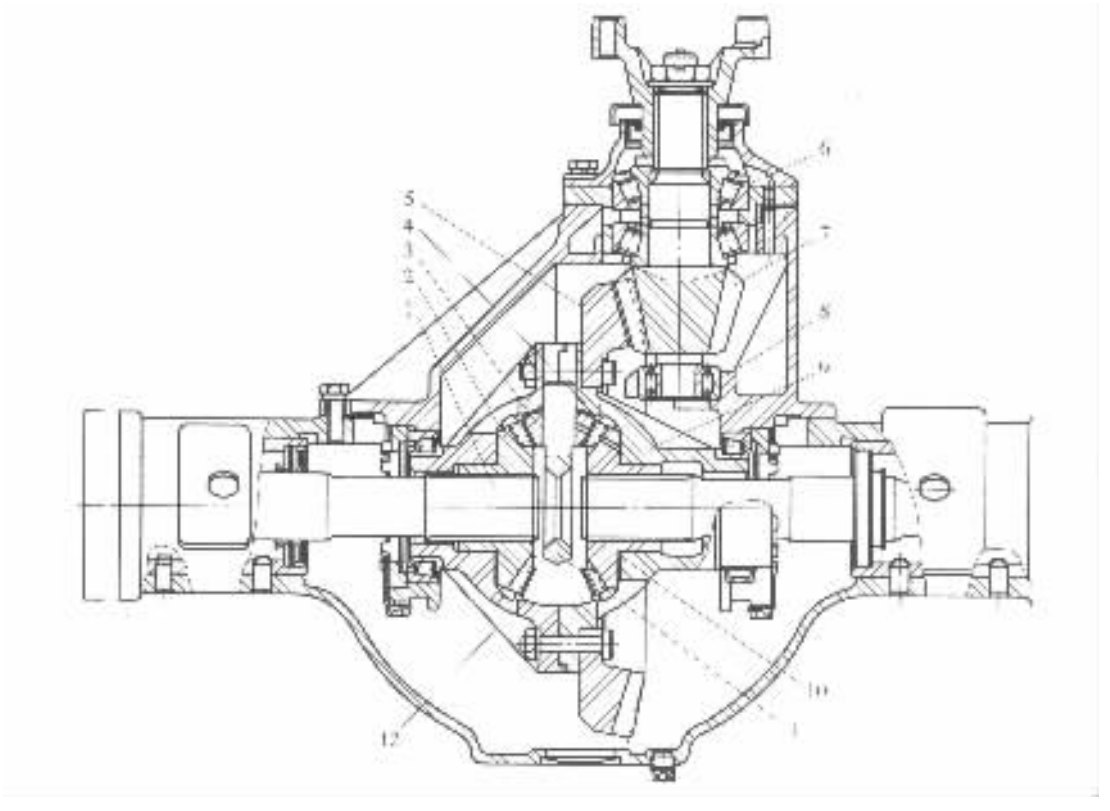


图 4－6－64　采用整体式桥壳的单级主减速器(差速器背置方案)

1－半轴；2－半轴齿轮；3－行星齿轮；4－行星齿轮垫片；5－主减速器从动齿轮；6－主动齿轮前轴承；7－主减速器主动齿轮；8－主动齿轮导向轴承；9－差速器右壳；10－半轴齿轮垫片；11－十字轴；12－差速器左壳

(对于非独立悬架驱动桥来说，这部分属于非悬挂质量)；又由于双级主减速器的齿轮及轴承数量的增多和材料消耗及加工工时的增加，制造成本也显著增加，因此只有在主减速比 i_0 较大($7.6 < i_0 \leqslant 12$)且采用单级减速不能满足既定的主减速比和离地间隙等要求时才采用。通常仅用在装载质量 10t 以上的重型汽车上。以往在某些中型载货汽车上虽有采用，但在新设计的现代中型载货汽车上已很少见，这是由于随着发动机功率的提高、车辆整备质量的减小以及路面状况的改善，中等以下吨位的载货汽车往更高车速发展，因而需要采用较小的主减速比。有些现代中型载货汽车仍采用双级减速，则往往是由于考虑了该制造厂的产品结构继承性、已有的设计和制造经验、制造条件以及其他因素等。

根据双级主减速器第二级减速型式的不同，它又分为锥齿轮一圆柱齿轮式、锥齿轮一行星齿轮式和圆柱齿轮一锥齿轮式等三种结构型式，前两种结构型式用于非贯通式驱动桥；后一种用于贯通式驱动桥。如上所述，双级主减速器的总减速比(即主减速比 i_0)可选为 $7.6 < i_0 \leqslant 12$。

当主减速比 i_0 在上述范围时，采用双级主减速器不仅可使锥齿轮副的传动比减小，使主减速从动锥齿轮的半径减小从而使驱动桥的径向尺寸减小，使离地间隙增大；使轴承的轴向负荷减小，还可以使大型汽车在不设置副变速器的情况下，增加传动系的传动比，从而提高其牵引性，以适应汽车在坏路面上和坡路上满载行驶的需要。与此同时，为了不致于因主减速比的增加而降低汽车对平坦而良好路面的适应性，即为了提高汽车在这类路面上的行驶速度及燃

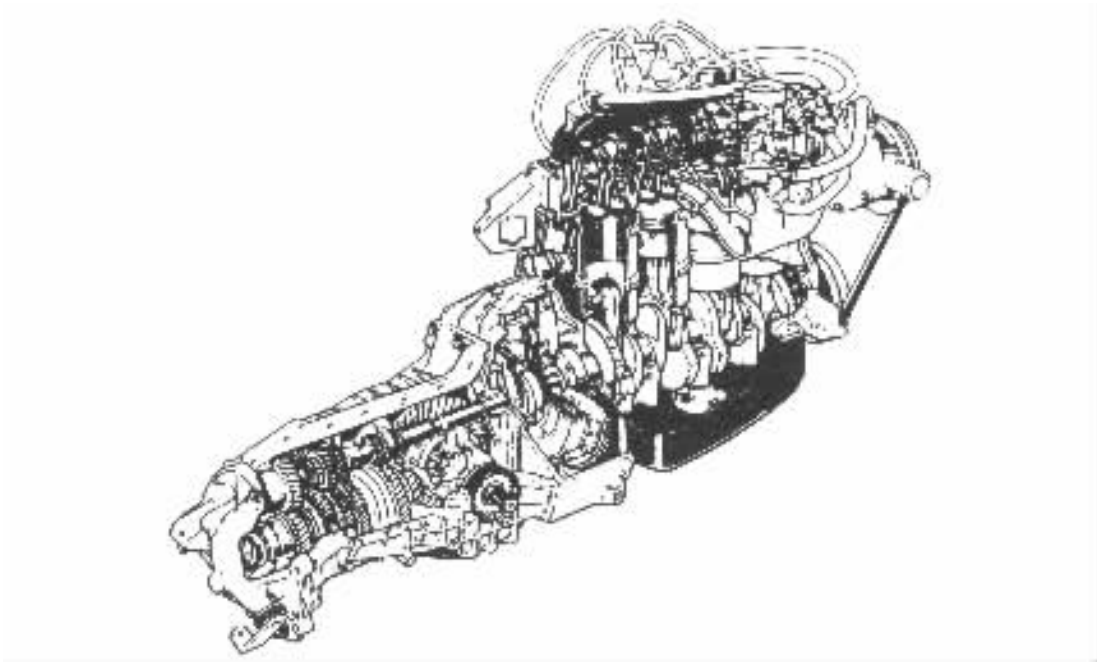


图 4－6－65 前纵置发动机前轮驱动汽车的动力－传动总成

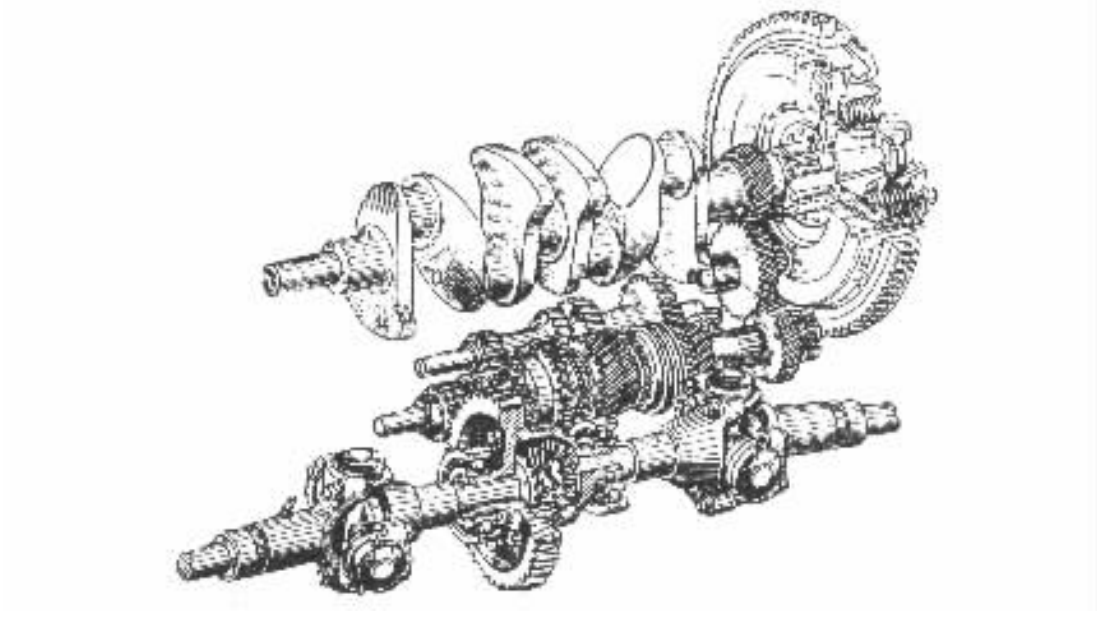


图 4－6－66 前横置发动机前轮驱动汽车的动力－传动总成及其斜齿圆柱齿轮单级主减速器

料经济性，往往将装用双级主减速器的汽车的变速器最高挡设计成超速挡（其传动比可在 0.6～0.9 范围内选择，但多数为 0.8 左右），减小在这种使用工况下的传动系总传动比，以达到上述目的，并降低发动机转速，提高发动机的使用寿命，以及改善振动、噪声特性等。

普通的非贯通式驱动桥的锥齿轮一圆柱齿轮式双级主减速器，采用螺旋锥齿轮或双曲面齿轮作为第一级减速齿轮，采用斜齿（少数汽车用直齿或人字齿）圆柱齿轮作为第二级减速齿

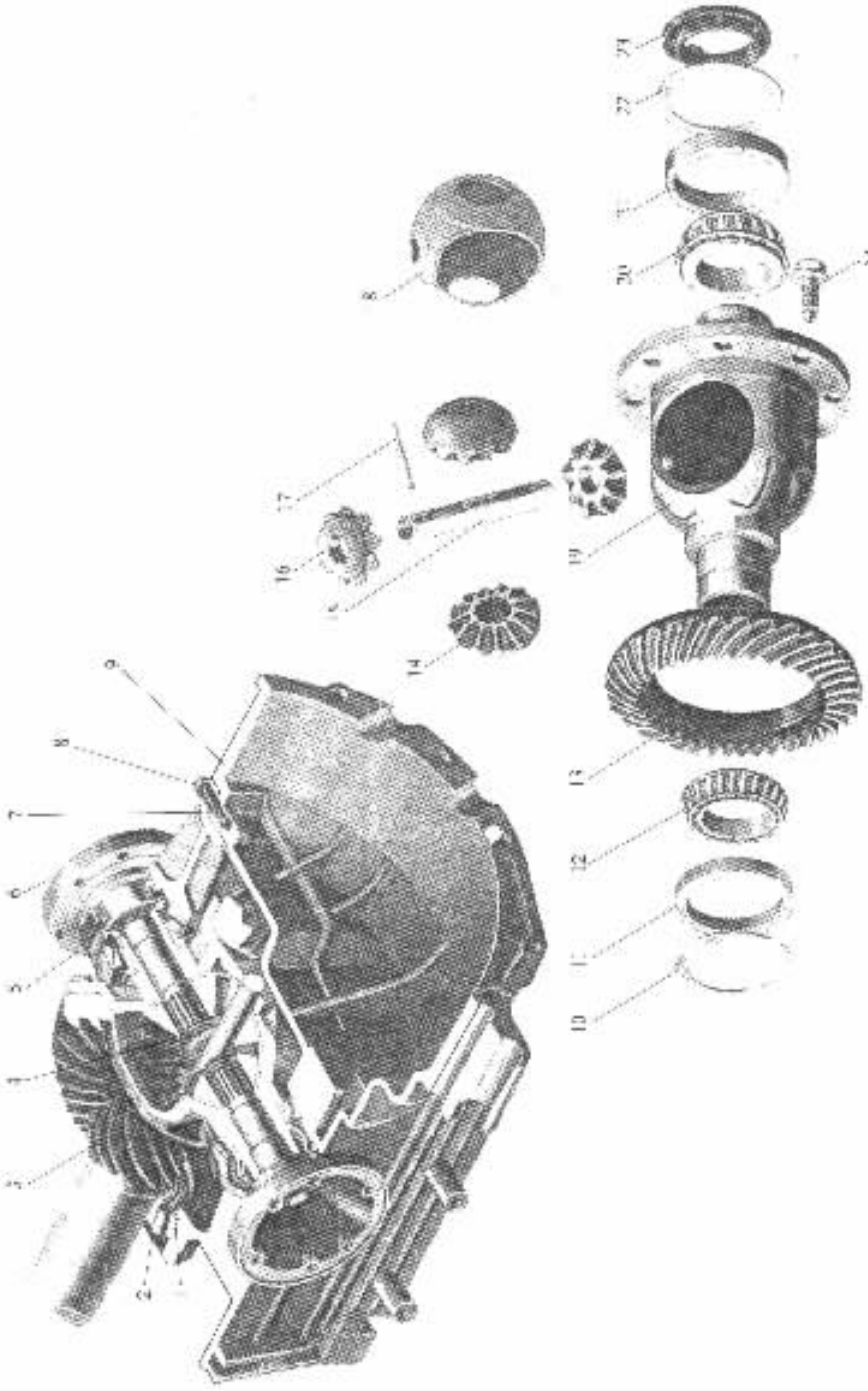


图 4－6－67　德国奥迪 100 型轿车的主减速器及差速器

1－主动锥齿轮轴承调整垫片；2－主动锥齿轮轴承；3－主动锥齿轮；4－弹性卡环；5－轴用油封；6－差速器凸缘；7－差速器侧盖；8－螺栓；9－变速器壳体；10－差速器左轴承调整垫片；11－差速器左轴承外圈；12－差速器左轴承内圈；13－从动锥齿轮；14－半轴齿轮；15－行星齿轮轴；16－行星齿轮；17－弹性圆柱销；18－球形耐磨垫片；19－差速器壳体；20－差速器右轴承内圈；21－差速器右轴承外圈；22－差速器右轴承调整垫片；23－速度表圆磁铁；24－从动锥齿轮螺栓

轮。总的主减速比 i_0 在这两级之间的分配通常为:第二级减速的传动比 i_{02}与第一级减速的传动比 i_{01}之间的比值(i_{02}/i_{01})约在 1.4～2.0 范围内,而且趋向于采用较大的比值,以减小锥齿轮啮合时的轴向负荷和作用在从动锥齿轮和圆柱齿轮上的载荷。由于 i_{01}的数值相对较小,故也可使主动锥齿轮的齿数适当增多,使其支承轴颈的尺寸适当加大,以提高其支承刚度。主动锥齿轮齿数的增多和支承刚度的改善都会提高其啮合平稳性和疲劳强度。一般双级主减速器的第一级主动锥齿轮的齿数 z_1 多在 9～15 范围内。第一级主减速比 i_{01}的选择范围为 1.73(黄河 JN150 型汽车)～2.27(解放 CA10B 型汽车),而文献给出的现代汽车的相应统计数字为 1.92～2.27。另外,考虑主减速比在两级减速之间的分配时,还应顾及差速器总成位置的安排。

由于汽车的总布置参数,如汽车的轴距、传动系尤其是传动轴的尺寸参数和布置型式以及驱动桥本身的设计特点等对双级主减速器的结构布置有直接影响,因此双级主减速器应有不同的布置型式与这些不同的汽车总布置参数相适应。

锥齿轮－圆柱齿轮式双级主减速器的布置型式是根据第二级减速的从动圆柱齿轮与其他主减速齿轮相互位置的不同来分类,主要有以下几种结构布置方案。

(1)纵向－水平布置的锥齿轮－圆柱齿轮式双级主减速器

当主减速器的第一级减速齿轮采用螺旋锥齿轮时,这种布置型式使从动圆柱齿轮轴的中心线与其他齿轮轴的中心线位于同一水平面内(在实际设计中,为了减小传动轴的夹角,往往使主动螺旋锥齿轮的前端稍微抬起,因此该平面只是近似地平行于地面而已)。图 4－6－68 给出了纵向－水平布置的锥齿轮－圆柱齿轮式双级主减速器的结构图。解放 CA1091 型汽车有类似的结构。

当双级主减速器的第一级减速采用双曲面齿轮时,如图 4－6－69 所示,这种纵向－水平布置型式使第二级减速的圆柱齿轮副的两齿轮中心线也位于同一水平面内,并与双曲面主动齿轮轴的中心线平行(实际设计中双曲面主动齿轮轴的前端稍微抬起,以减小传动轴夹角)。

这种纵向－水平布置型式,使总成的垂向轮廓尺寸缩小而纵向尺寸增加,因此在长轴距的汽车上,能适当减小传动轴的长度,但不利于短轴距汽车的总布置,因为该布置方法会使传动轴过短,引起传动轴夹角加大。

在这种纵向－水平布置的结构中,可将主动锥齿轮、从动锥齿轮和差速器等三个部分用主减速器壳组合到一起,作为一个独立的主减速器－差速器总成从整体桥壳前面的开孔装入驱动桥壳内,故拆装很方便。这种结构的桥壳与主减速器壳的接合平面与地面接近垂直(与主动齿轮轴线垂直)。

(2)垂向布置的锥齿轮－圆柱齿轮式双级主减速器

如图 4－6－70 所示,在垂向布置的双级主减速器中,第二级减速的从动圆柱齿轮位于其主动圆柱齿轮的下方,两个圆柱齿轮轴的中心线所决定的平面与主动锥齿轮(螺旋锥齿轮或双曲面齿轮)轴线垂直相交。

与纵向一水平布置型式相比,该结构布置使驱动桥沿汽车纵向的尺寸最小,而沿垂向的轮廓尺寸则最大。它有利于使短轴距的汽车能适当地加长传动轴以减小传动轴的夹角,也便于多桥驱动汽车对贯通式驱动桥的布置。

在这种结构中,主减速器和差速器仍然装到一个主减速器壳中,组成一个独立的整体——主减速器－差速器总成,并从整体式桥壳的上部开口处装入桥壳内。这便于质量大的重型汽车主减速器的吊装,但拆装时需要将车箱移开,并且在桥壳的中部上方开孔,使其垂向刚性显著变弱,严重时会引起半轴由于承受弯矩而过载和齿轮啮合变差。

本资料为网络收集,仅供学习参考

图 4－6－68　纵向－水平布置的锥齿轮－圆柱齿轮式双级主减速器

1－主动锥齿轮；2－从动锥齿轮；3－主动圆柱齿轮；4－从动圆柱齿轮；5－差速器总成；6－进油路；7－回油路

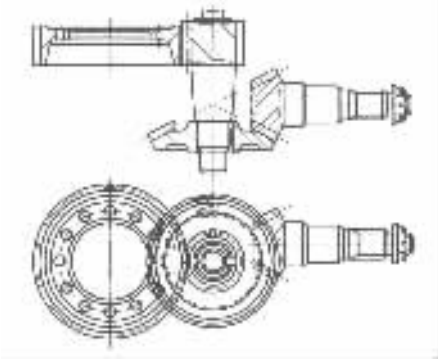


图 4－6－69　双曲面齿轮双级主减速器的纵向－水平布置型式

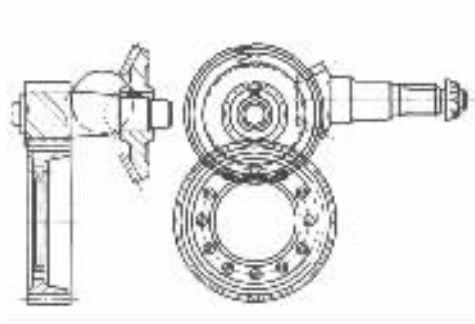


图 4－6－70　垂向布置的双级主减速器

桥壳与主减速器壳的安装接合面与主动锥齿轮轴线平行。

(3)斜向布置的锥齿轮－圆柱齿轮式双级主减速器

第二级减速的从动圆柱齿轮布置在主动圆柱齿轮的后斜下方。这两个圆柱齿轮轴的中心线所决定的平面与铅垂面的交角,可根据布置上的需要来选择。当选为45°时,则该布置型式就成为前面两种布置型式的折中方案。这时,桥壳与主减速器壳的安装接合面亦可做成与铅垂面成45°的斜面。与前述垂向布置型式中该接合面为水平面的情况相比,这里对改善桥壳的垂向刚性有好处;而这一布置型式与纵向－水平布置型式相比,其纵向尺寸将有所减小。

图4－6－71为一重型载货汽车斜向布置的锥齿轮一圆柱齿轮式双级主减速器的结构图,但该车的桥壳(为整体铸造式)与主减速器的安装接合面仍然平行于地面,主减速器、差速器组成一个总成后从桥壳上部开孔处装入桥壳内。另外,它的第二级减速采用了直齿圆柱齿轮,所以差速器选用了球轴承。

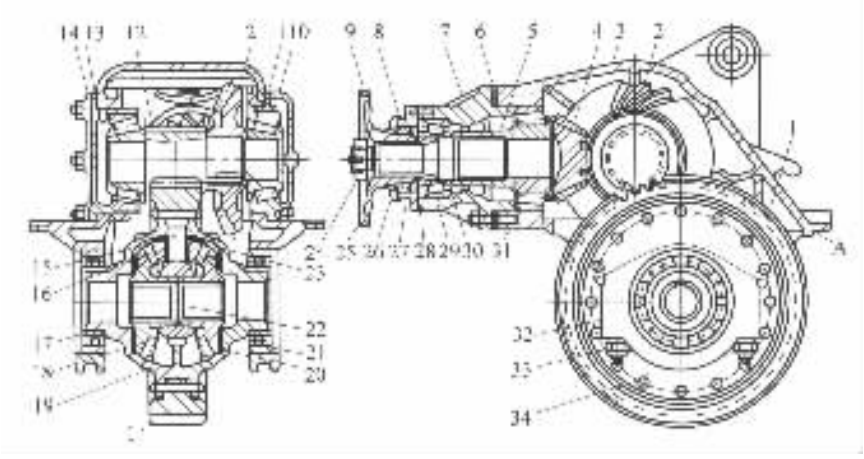


图4－6－71 斜向布置的锥齿轮－圆柱齿轮式双级主减速器

1－从动圆柱齿轮;2－从动螺旋锥齿轮;3－主减速器壳;4－主动螺旋锥齿轮;5－隔离套;6,11,13,30－调整垫片;7－主动锥齿轮轴承壳;8－油封;9－凸缘;10－右轴承座;12－主动圆柱齿轮;14－左轴承座;15－行星齿轮十字轴;16－行星齿轮;17－差速器轴承;18－半轴齿轮;19－差速器壳;20－半轴齿轮垫片;21－轴承卡环;22－半轴隔离垫片;23－行星齿轮垫片;24,33－螺母;25－碟形弹簧垫片;26－防尘罩;27－油封座;28－挡油片;29－主动锥齿轮前轴承;31－主动锥齿轮后轴承;32－差速器轴承盖;34－铆钉

在某些重型汽车上,有时采用锥齿轮一行星齿轮式双级主减速器。如图4－6－7及图4－6－72所示,它是由螺旋锥齿轮或双曲面齿轮副及一组行星齿轮组成。

根据行星齿轮机构与锥齿轮副相对位置的不同,它又分为行星齿轮机构位于锥齿轮副之后(图4－6－72(a))及行星齿轮机构位于锥齿轮副之前(图4－6－72(b))两种结构型式。

美国Eaton公司在其生产的重型汽车驱动桥上,广泛地采用了图4－6－72(a)所示的结构布置型式。与普通的锥齿轮－圆柱齿轮双级主减速器相比,这种锥齿轮－行星齿轮式双级主减速器的优点在于,它几乎不需要改变任何零件,而仅仅增加操纵机构并使太阳轮能作轴向移动即换挡,就可以变型为双速减速的主减速器(见图4－6－6并与图4－6－7相比较)。但由于这种结构对润滑油的扰动比单级减速和普通的双级减速要强烈,摩擦副也比后者多,因此应注意防止油温过高。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

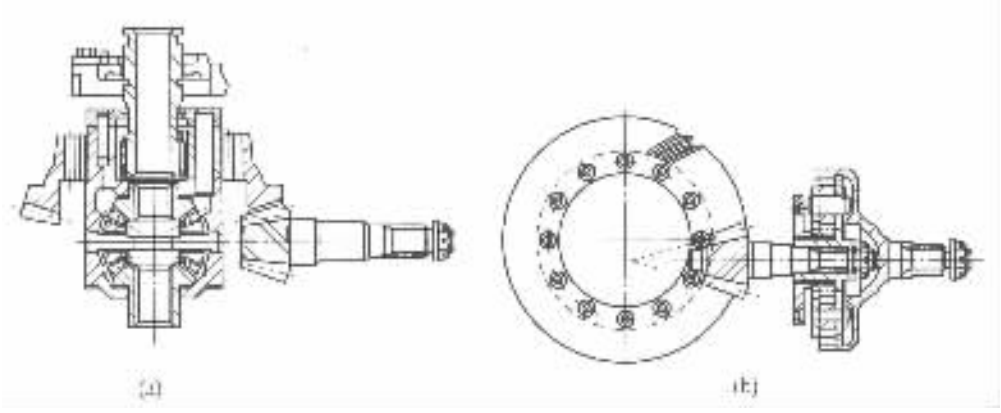


图 4－6－72　锥齿轮－行星齿轮式双级主减速器的结构布置图

当采用图 4－6－72(b)所示的将行星齿轮减速装置放在主动螺旋锥齿轮或双曲面齿轮之前的结构，锥齿轮副的传动比可选得相对较小。

在以上所介绍的普通非贯通式驱动桥双级主减速器的各种结构布置型式中，应用最广的是锥齿轮一圆柱齿轮式双级主减速器，并且锥齿轮副总是作为第一级减速齿轮。在多桥驱动的汽车上，常常将双级主减速器布置成圆柱齿轮位于第一级，而螺旋锥齿轮或双曲面齿轮位于第二级，这主要是因为第一级减速采用圆柱齿轮，如图 4－6－73 所示(该图第二级采用了双曲面齿轮)，更便于贯通式驱动桥的布置。但对普通的非贯通式驱动桥来说，将圆柱齿轮作为双级主减速器的第一级减速齿轮的布置方法，除在少数汽车上由于特殊的布置要求而采用外，一般很少见到。这种布置方案如图 4－6－74 所示，其特点是能有效地减小传动轴(与被其所联接的两个轴之间的)夹角并缩短其长度。

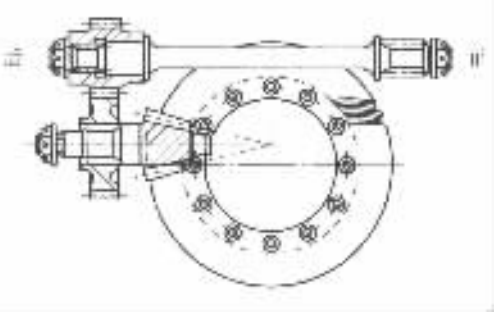


图 4－6－73　贯通式驱动桥用圆柱齿轮－锥齿轮式双级主减速器的布置型式

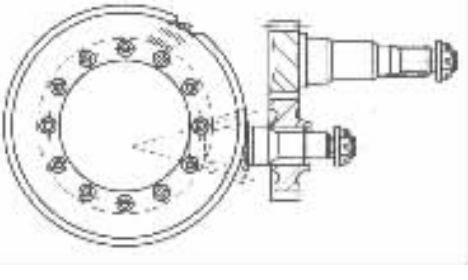


图 4－6－74　非贯通式驱动桥用圆柱齿轮－锥齿轮式双级主减速器的布置型式

如图 4－6－73、图 4－6－74 所示，当锥齿轮(图中为双曲面齿轮)副位于双级减速的第二级时，则设计中要注意前、中、后各驱动桥各齿轮的相对位置、螺旋方向及双曲面齿轮的偏移方向。锥齿轮的支承轴承，如圆锥滚子轴承或向心推力球轴承，虽然都具有足够的轴向刚性，但在锥齿轮设计时，为了避免在较大负荷下由于轴向力所导致的两齿轮无隙啮合，甚至两齿轮相互楔住咬死，应尽可能选择在汽车前进时促使两锥齿轮互相斥离的螺旋方向(由主动锥齿轮背面看出，当其旋转方向为顺时针时，主动锥齿轮的螺旋方向应定为左旋，而从动锥齿轮应定为右旋；反之，当其旋转方向为反时针时，则主动锥齿轮的螺旋方向应定为右旋，而从动锥齿轮为左旋，参见图 4－6－123)。例如，当采用图 4－6－73 所示的布置型式，使圆柱齿轮副作为第一级减速齿轮并位于锥齿轮副之后时，应选择主动锥齿轮的螺旋方向为左旋，并使其位于从动锥齿轮右边。当采用图 4－6－74 所示的布置方案，使圆柱齿轮位

于锥齿轮之前时，应选择主动锥齿轮的螺旋方向为右旋，并使其位于从动锥齿轮左边。

3. 双速主减速器

对于载荷及道路状况等变化大、使用条件非常复杂的载货汽车来说，选择一种主减速比来使汽车在满载甚至牵引并爬陡坡或通过极坏路面时具有足够的动力性，而在平直而良好的硬路面上单车空载行驶时又有较高的车速和满意的燃料经济性，是非常困难的。为了解决这一矛盾，提高汽车对各种使用条件的适应性，在某些汽车上，主要是一些重型汽车上，有时采用具有两种主减速比并可根据行驶条件来选择其挡位的双速主减速器。两种主减速比与变速器各挡相配合，就可得到 2 倍于变速器的挡位，显然，这种双述主减速器比仅在变速器中设置超速挡，即仅改变传动比而不增加挡位数，对于提高汽车在各种使用条件下的动力性、燃料经济性更为有利。当然，用双速主减速器代替变速器的超速挡，会使驱动桥的质量增大、制造成本提高并要增设较复杂的操纵装置，因此有时被多挡变速器代替。

双速主减速器的大、小两种主减速比，是根据汽车的使用条件、发动机功率及变速器各挡传动比的大小逸定的：其大的主减速比用于汽车满载行驶于坏路上，以克服大的地面阻力并减少变速器中间挡位的变换次数；而小的主减速比用于汽车空载或低载荷在平直且良好的硬路面上高速行驶，以改善汽车的燃料经济性、降低传动系载荷。

双速主减速器由两级齿轮减速构成，第一级减速都采用一对螺旋锥齿轮或双曲面齿轮，而根据第二级减速型式的不同，双速主减速器分为锥齿轮－行星齿轮式和锥齿轮－圆柱齿轮式两种。图 4－6－6 给出的美国 Eaton 驱动桥就采用了锥齿轮－行星齿轮式双速主减速器。其结构原理可由图 4－6－75 来说明。如图所示，其第二级减速由行星齿轮机构来完成，并且可由电磁式操纵机构来操纵、变换太阳轮 1 的位置以进行换挡。由图 4－6－75 并参考图 4－6－6 可知，第一级减速的从动锥齿轮与第二级减速的行星齿轮传动机构的齿圈 2 是做成一体的，它以螺栓与左、右壳体相联，并通过一对圆锥滚子轴承支承在主减速器壳上。行星齿轮架 3 则与差速器左壳刚性联接。动力由锥齿轮副经行星齿轮传动机构传给差速器，并经半轴齿轮及半轴最后传给驱动车轮。行星齿轮机构换挡用的啮合套与太阳轮 1 联成一体，其内端为太阳轮 1；外端有换挡用的并具有短齿的接合齿轮 5。

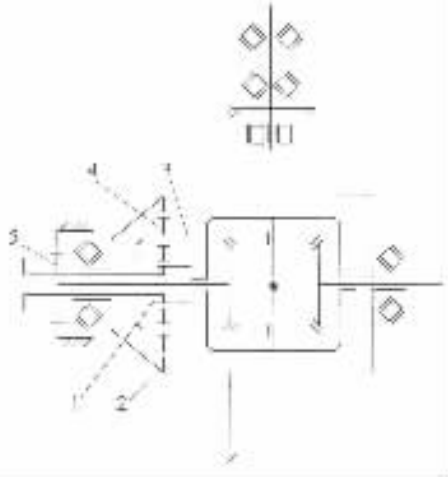


图 4－6－75 美国 Eaton 锥齿轮－行星齿轮式双速主减速器的结构简图

1－太阳轮；2－从动锥齿轮及齿圈；3－行星齿轮架；4－行星齿轮；5－接合齿轮

为了更好地了解上述双速主减速器行星齿轮机构的工作原理及其减速比的求法，可将其行星齿轮机构简化为图 4－6－76 所示的一般型式。图上标出了作用力 P_1、P_2、P_3；太阳轮和齿圈的节圆半径 R_1、R_2 及行星齿轮与太阳轮的中心距 R_3。设作用于太阳轮 1、齿圈 2 及行星齿轮架上的力矩分别为 M_1、M_2、M_3，则

$$M_1 = P_1 R_1 ; M_2 = P_2 R_2 ; M_3 = P_3 R_3$$

令齿圈的齿数为 z_2，太阳轮的齿数为 z_1，而它们之比为 α 时，则

$$\alpha = \frac{z_2}{z_1} = \frac{R_2}{R_1} ; R_2 = \alpha R_1 ; R_3 = \frac{R_1 + R_2}{2} = \frac{\alpha + 1}{2} R_1$$

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

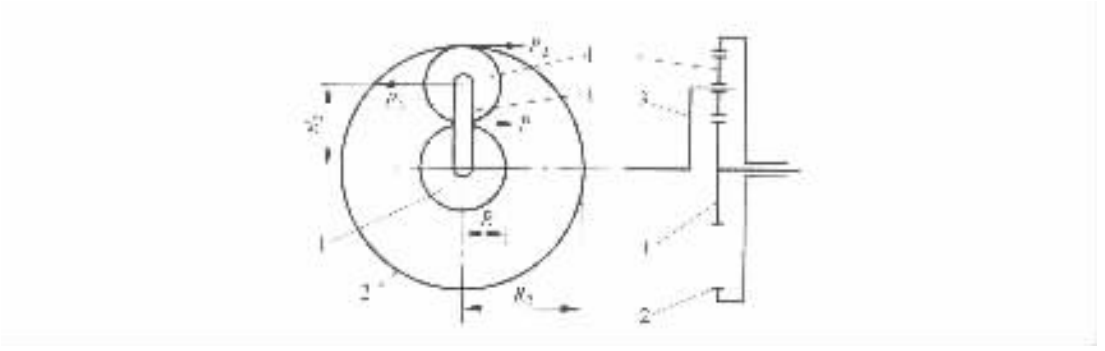


图 4－6－76　行星齿轮机构受力简图

1－太阳轮；2－齿圈；3－行星齿轮架；4－行星齿轮

由行星齿轮 4 的平衡条件可得

$$P_1 = P_2 ; P_3 = -(P_1 + P_2) = -2P_2$$

因此得

$$M_2 = \alpha P_1 R_1 ; M_3 = -(\alpha + 1) P_1 R_1$$

根据能量守恒定律，在太阳轮 1、齿圈 2 及行星齿轮架 3 这 3 个元件上，输入和输出功率的代数和应等于零。设它们的转速分别为 n_1、n_2、n_3 时，则有

$$M_1 n_1 + M_2 n_2 + M_3 n_3 = 0$$

将上面所得的各力矩的值代入，就可得到表示单排行星齿轮机构一般运动规律的特性方程式：

$$n_1 + \alpha n_2 - (1 + \alpha) n_3 = 0 \tag{4-6-3}$$

上式表示太阳轮、齿圈和行星齿轮架这 3 个元件的转速 n_1、n_2、n_3 之间的关系。若已知其中一个转速，则可求出另外两元件间的转速比即传动比。锥齿轮－行星齿轮式双速主减速器行星齿轮机构的传动比也可根据上式求得。现结合其工作过程进行如下分析。

当行驶条件要求汽车有较大的牵引力时，驾驶员可通过操纵机构将啮合套及太阳轮推向右方（图 4－6－75），这时接合齿轮 5 的短齿与固定在主减速器壳上的接合齿环相接合，太阳轮 1 就与主减速器壳联成一体，并与行星齿轮架 3 的内齿环分离，仅与行星齿轮 4 啮合，于是，行星机构的太阳轮成为固定轮，其转速 $n_1 = 0$，而与从动锥齿轮联成一体的齿圈 2 是主动轮，与差速器左壳联在一起的行星齿轮架 3 是从动件，行星齿轮起减速作用，其减速比 i_{02} 可由特性方程式（4－6－3）求得：

$$i_{02} = \frac{n_2}{n_3} = \frac{1 + \alpha}{\alpha} = 1 + \frac{1}{\alpha} = 1 + \frac{z_1}{z_2} \tag{4-6-4}$$

整个主减速器总的主减速比 i_0 为锥齿轮副的减速比 i_{01} 与行星齿轮机构的减速比 i_{02}（$i_{02} < 2$）之乘积。这就是双速主减速器的低挡传动。

在一般行驶条件下，双速主减速器用高挡传动。这时操纵机构将啮合套及太阳轮移到左方位置，啮合套的接合齿轮 5 与固定在主减速器壳上的接合齿环分离，而太阳轮 1 与行星齿轮 4 及行星齿轮架 3 的内齿环同时啮合，从而使行星齿轮无法自转。这时 $n_1 = n_3$，将其代入特性方程式（4－6－3）得：

$$i_{02} = \frac{n_2}{n_3} = 1$$

此时行星齿轮机构不再起减速作用。于是，差速器壳和从动锥齿轮将以相同的转速旋转。显然，此时双速主减速器的总减速比仅由锥齿轮副决定，相当于一个单级主减速器。

这种锥齿轮－行星齿轮式双速主减速器，极易变型为双级主减速器，关于这一点只要比较一下图 4－6－6 和图 4－6－7 两者的有关结构，便可一目了然。

布切奇 SR113N(373)(罗马尼亚)、Mercedes－Benz 337(德国)、Chevrolet 4000(美国)以及 Morris 503(英国)等汽车，也采用了与上述 Eaton 型锥齿轮－行星齿轮式双速主减速器相类似的结构。但有的车，例如布切奇 SR113N(373)，则采用了气压操纵系统。为了改善锥齿轮－行星齿轮式双速主减速器的润滑，有的加进了导油装置(见图 4－6－77)，还有些汽车采用了以偏心轴驱动的机油泵，进行强制润滑。

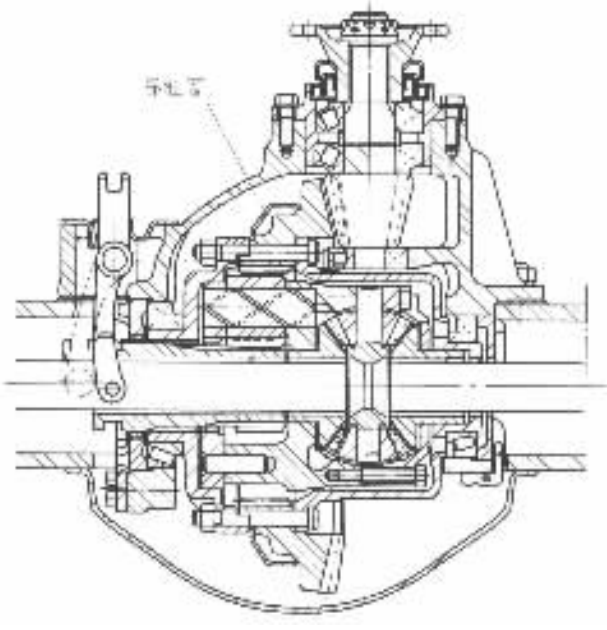


图 4－6－77 带有导油装置的锥齿轮－行星齿轮式双速主减速器

图 4－6－78 给出的是白俄罗斯明斯克汽车制造厂为 MA3－500A 重型汽车研制的锥齿轮－行星齿轮式双速主减速器，除了结构型式与上述 Eaton 型的有所区别外，其工作原理与 Eaton 型相同。它的行星齿轮机构的减速比为 1.391。

图 4－6－79 给出的是双速主减速器的另一种典型结构型式——锥齿轮－圆柱齿轮式双速主减速器。它由二对螺旋锥齿轮或双曲面齿轮与两对具有不同减速比的圆柱齿轮(通常为斜齿圆柱齿轮)及一个接合器所组成。主减速比的变换是通过操纵接合器选择不同的圆柱齿轮副进行啮合来实现。

这种锥齿轮一圆柱齿轮式双速主减速器变型为普通的双级主减速器也极为方便，只要更换主动圆柱齿轮轴，去掉一副圆柱齿轮即可。

采用这种锥齿轮一圆柱齿轮式双速主减速器的汽车有日野(日本)、Berliet GLR8R(法国)、Зил－130 B(俄罗斯)、Timken(美国)等。

以上两种结构型式各有特点，但前者与后者(见图 4－6－79)相比，质量和体积均较小，刚度和强度也较大，但需加强行星轮系和差速器的润滑；而后者可以得到更大的主减速比。

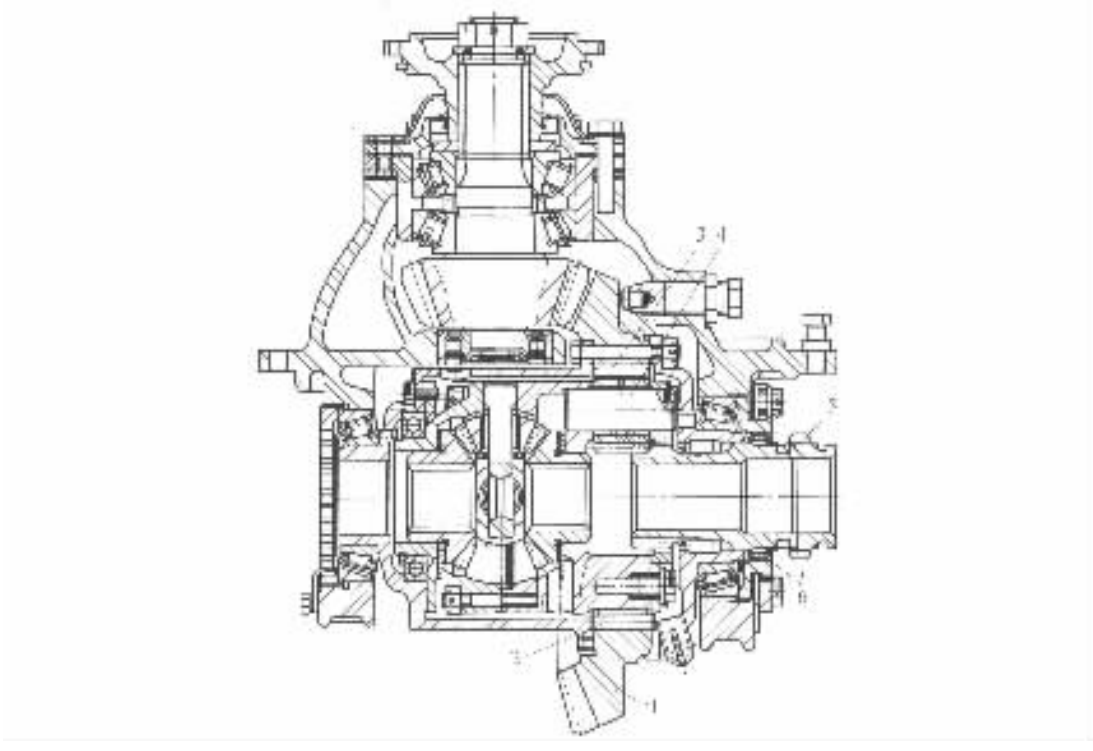


图 4－6－78　MA3－500A 汽车的锥齿轮－行星齿轮式双速主减速器

1－从动锥齿轮；2－齿圈；3－行星齿轮；4－行星齿轮轴；

5－换挡用接合齿轮；6－挂低挡用接合齿

实践表明，双速主减速器的主要难点在于其操纵系统。由于要实现远距离操纵，因此机械式操纵机构常常难以布置，由于采用双速主减速器的多为重型汽车，用人力通过机械式操纵装置进行远距离操纵比较困难，也易失灵。常采用的型式有电磁式、气压式和电－气压综合式的操纵机构。

由于双速主减速器无换挡同步装置，因此其主减速比的变换都是在停车时进行。

在双速主减速器的设计中必须从使用条件出发，并根据发动机、变速器的特性，轮胎的尺寸和汽车的总质量以及是否牵引挂车等条件，正确地选择两个不同的主减速比，以便使汽车在不同的工作条件下均有较高的动力性和燃料经济性。

在一般情况下，变速器各挡的传动比是按几何级数分配的。若该几何级数的公比为口，则双速主减速器的低挡主减速比 i_{0L} 与高挡主减速比 i_{0H} 的比值，推荐选为：$i_{0L}/i_{0H}=\sqrt{q}$。这样，由于采用双速主减速器而得到的两组传动系的总传动比，就可以组成一个统一的几何级数，它的公比为 $\sqrt{q}$。

在双速主减速器设计时的寿命计算中，应考虑到双速主减速器两个挡在实际使用条件下各占全部工作时间的百分比对有关零件寿命的影响。

4. 单级贯通式主减速器

单级贯通式主减速器一般多用于轻吨位多桥驱动的汽车上。它的主要优点是使传动系结构简单，主减速器的体积及质量小，并可使中、后桥的大部分零件尤其是使桥壳、半轴等主要零件具有互换性。

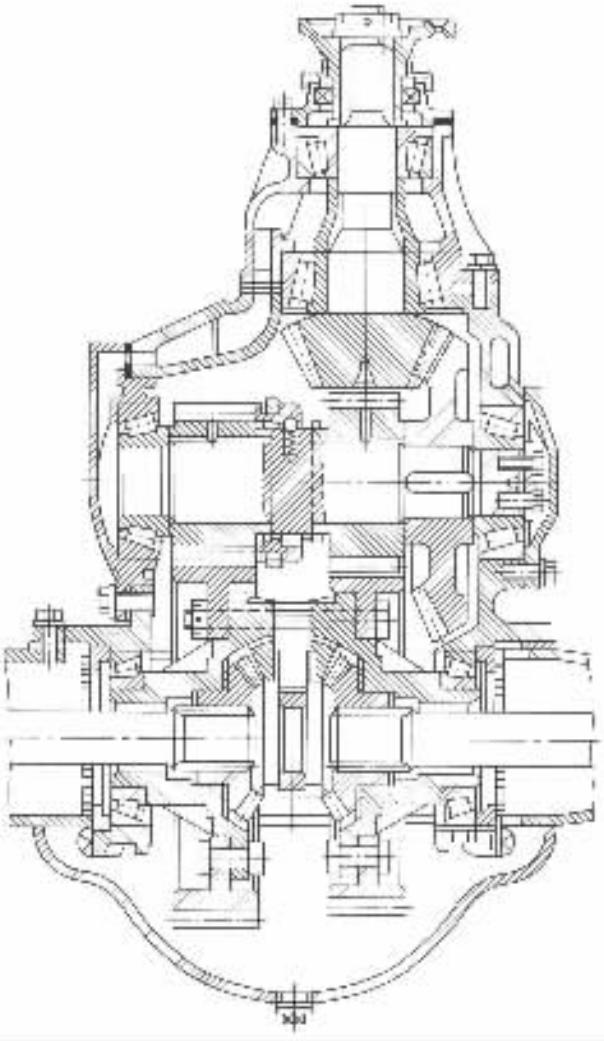


图 4－6－79 俄国 3HJI－130B 载货汽车的锥齿轮－圆柱齿轮式双速主减速器

根据减速齿轮型式的不同，单级贯通式主减速器又有双曲面齿轮式和蜗轮式两种结构型式：

双曲面齿轮式单级贯通式主减速器，是利用了双曲面齿轮传动主动齿轮轴线相对于从动齿轮轴线的偏移，将一根贯通轴穿过中桥并通向后桥。但这种结构受主动齿轮最小齿数和偏移距大小的限制，而且主动齿轮的工艺性差。通常，主动齿轮的最小齿数是 8，因此主减速比的最大值只能是 5 左右，故多用于轻型汽车的贯通式驱动桥上。当用于大型汽车时，则需采取其他措施加大减速比，如增设轮边减速器、加大分动器的传动比等。

图 4－6－80 给出的便是配有轮边减速器的多桥驱动汽车（英国 Kirkstall 公司生产）的双曲面齿轮式单级贯通式主减速器的结构图。如该图所示，在该贯通式中桥主减速器的前面装有圆锥行星齿轮式轴间差速器。来自传动轴的动力经凸缘传给轴间差速器壳。轴间差速器壳与固定于其上的十字轴的旋转使行星齿轮产生围绕中心轮的公转，并带动两个中心轮旋转。其中一个中心轮将其动力传给该中桥主减速器的主动齿轮；另一中心轮将其动力传给穿过主动齿轮中间通孔的贯通轴并再传给后桥。双曲面主动齿轮啮合位置的调整，是靠增减位于其轴

机械易 www.jixieyi.com 免费下载

承座及主减速器壳之间的垫片进行。

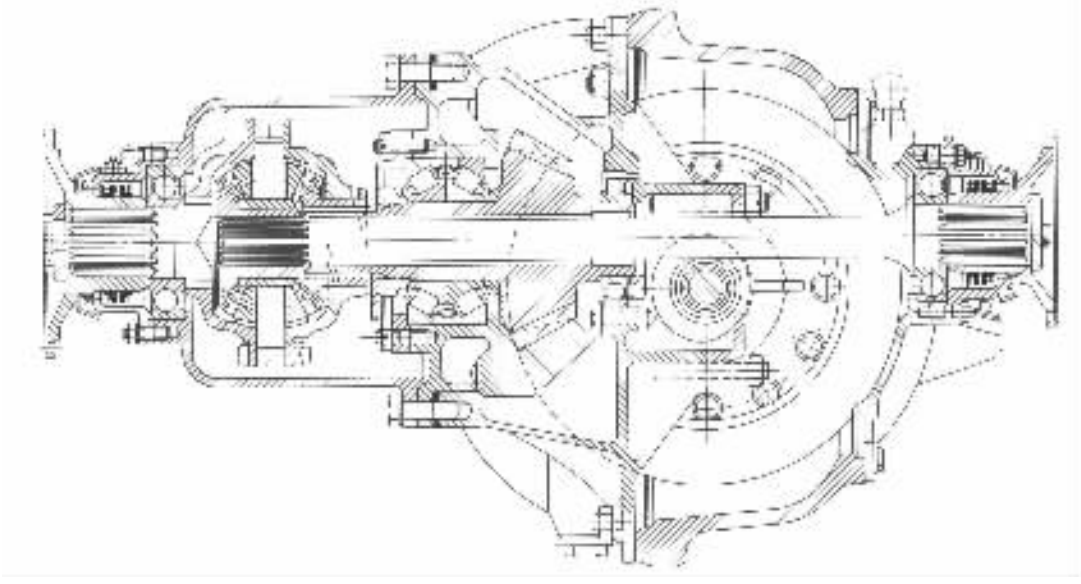


图 4－6－80　双曲面齿轮式单级贯通式主减速器(配有轮边减速器的贯通式中桥用)

由于蜗轮传动的特点,给布置贯通轴穿过中桥并通向后桥(或前桥)带来极大方便,而且在结构质量较小的情况下也可得到大的减速比,因此它适用于各种吨位多桥驱动汽车的贯通式驱动桥的布置。美国 Timken 公司和英国 A.E.C. 公司都采用了这种结构。采用蜗轮传动的贯通式主减速器的优点还在于其工作平滑无声、便于汽车的总体布置等。例如图 4－6－81 给出的英国 A.E.C. 公司生产的三轴、双层大型无轨电车的贯通式中桥主减速器,就采用了蜗杆下置式的布置方案,以降低车厢地板高度。在该结构中,蜗杆与蜗轮均支承在径向止推球轴承上。其后部为中、后桥的行星齿轮式轴间差速器。其主减速比为 9.7。图 4－6－30 给出的是蜗杆上置式贯通式主减速器的结构图。

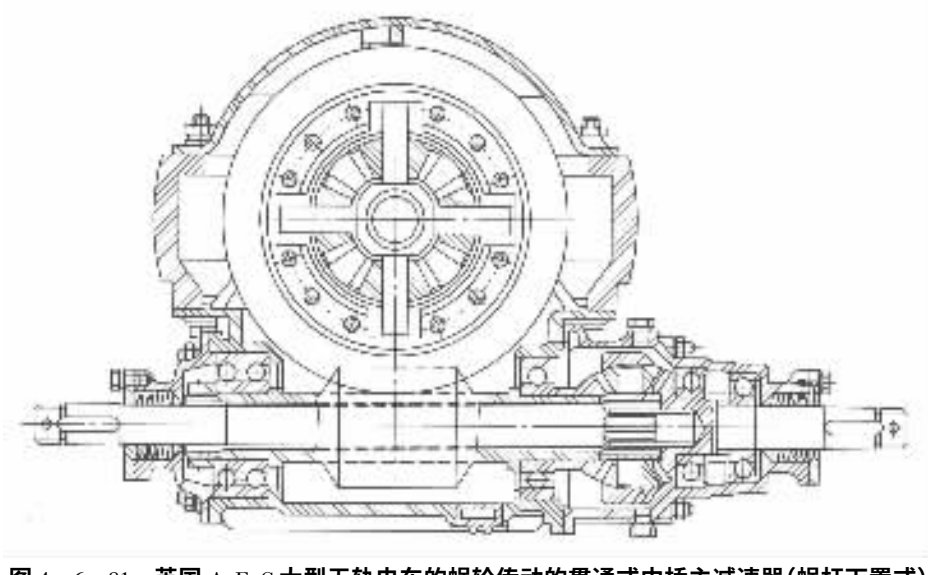


图 4－6－81　英国 A.E.C 大型无轨电车的蜗轮传动的贯通式中桥主减速器(蜗杆下置式)

由于蜗轮传动装置要以贵重的青铜等有色金属为材料，因此在大批生产的汽车上未得到推广。当主减速比 i_0 较大，采用双曲面齿轮式单级贯通式主减速器达不到减速比要求时，多采用齿轮式双级贯通式主减速器。

5. 双级贯通式主减速器

对于中、重型多桥驱动的汽车来说，由于主减速比 i_0 较大，采用双曲面齿轮式单级贯通式主减速器难以达到主减速比 $i_0 > 5$ 的要求，而采用蜗轮传动又要消耗大量有色金属，使材料费用提高；同时，为简化传动系结构并使多桥驱动汽车各驱动桥零件特别是桥壳等主要零件尽可能通用，多采用双级贯通式主减速器。它是由一对圆柱齿轮和一对螺旋锥齿轮或双曲面齿轮组成。根据这两对齿轮组合时前后次序的不同，它又分为锥齿轮－圆柱齿轮式和圆柱齿轮－锥齿轮式两种结构型式。

图 4－6－82 所示是俄罗斯 НАМИ－КРАЗ 型重型汽车贯通式中桥的锥齿轮－圆柱齿轮式双级主减速器的结构图。图 4－6－83 是该车后桥主减速器的结构图。它们的第一级减速都是采用螺旋锥齿轮，而第二级为斜齿圆柱齿轮。在中桥和后桥的动力传递之间有圆锥行星齿轮式轴间差速器相联。如图 4－6－82 所示，当其中一桥因车轮滑转而失去牵引力时，可通过气压操纵将轴间差速器锁住，以提高汽车的通过性。

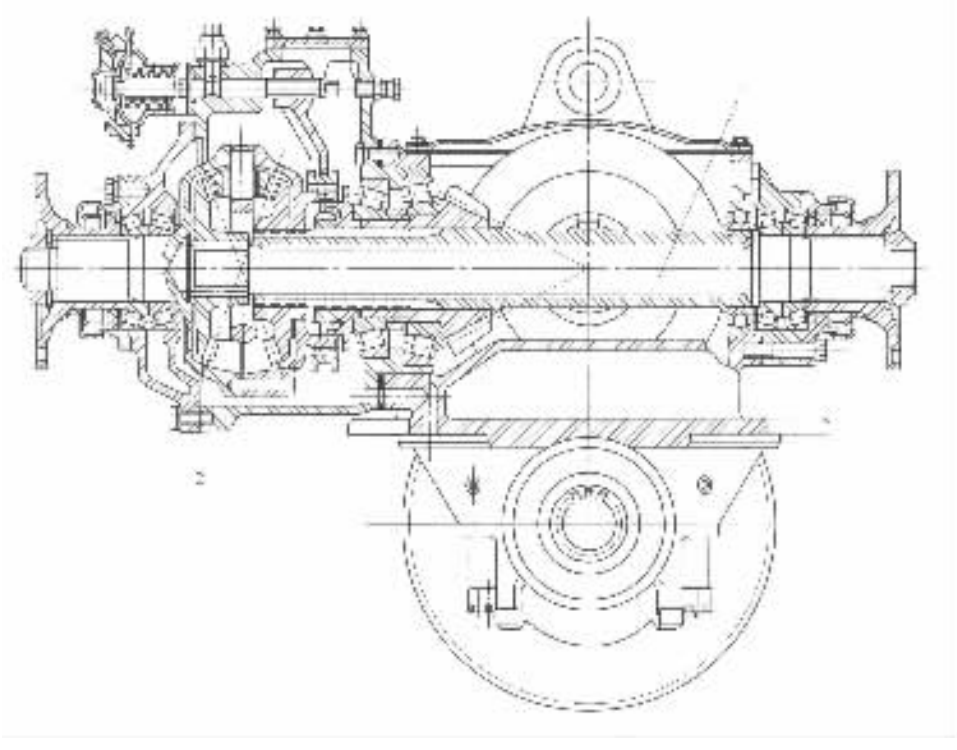


图 4－6－82 俄罗斯 НАМИ－КРАЗ 型贯通式中桥的锥齿轮－圆柱齿轮式双级贯通式主减速器

1－贯通轴；2－轴间差速器

交通 SH361 型自卸汽车的贯通式中桥，采用了与图 4－6－82 的结构相类似的锥齿轮－圆柱齿轮式双级贯通式主减速器，只是中、后桥之轴间差速器为滑块凸轮式的高摩擦差速器，如图 4－6－84 所示。转矩由凸缘 1 传给轴间差速器的主动套 6，然后通过位于其上 8 个槽孔内的短滑块 7 和长滑块 8 分别给凸轮套 9 和凸轮 25，从而再分别输给中、后桥。

机械学习网 www.jixie365.com 免费下载

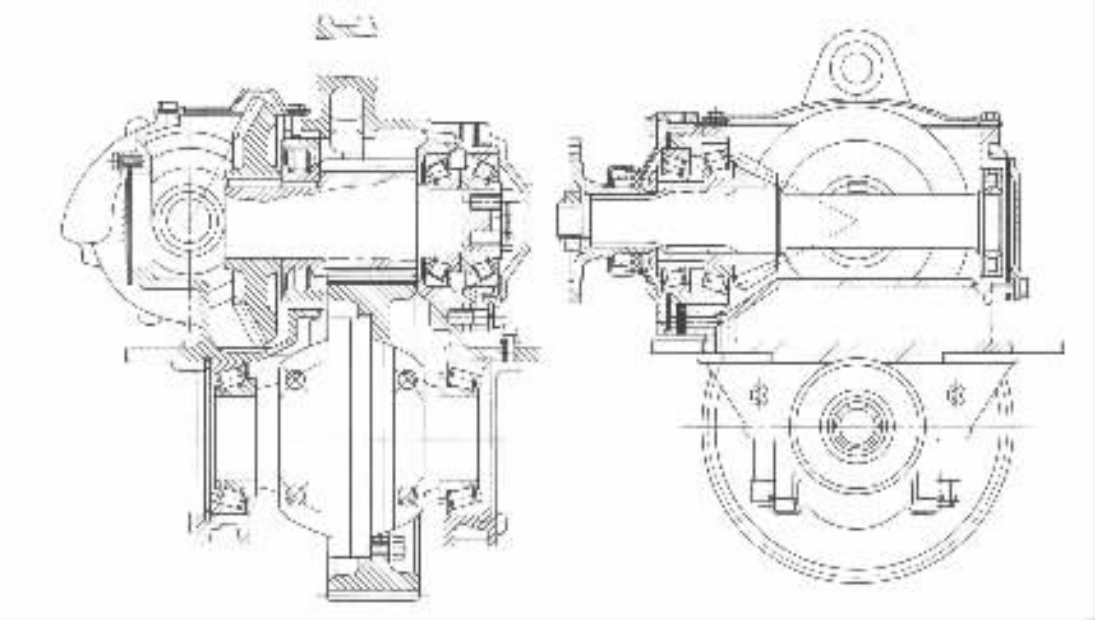


图 4－6－83　俄罗斯 НАМИ－КРАЗ 型贯通式桥用的后桥主减速器

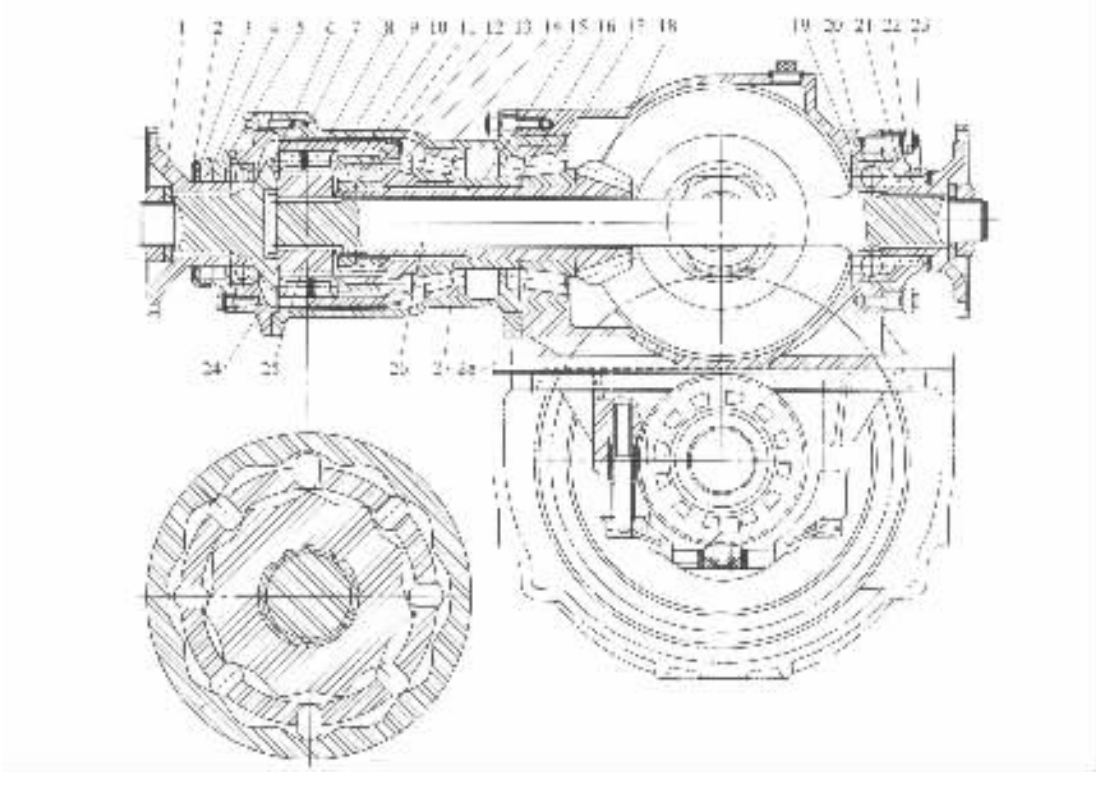


图 4－6－84　交通 SH361 型汽车贯通式中桥的锥齿轮－圆柱齿轮式双级贯通式主减速器

1－凸缘；2－防尘罩；3－密封垫；4－油封；5－油封壳；6－主动套；7－短滑块；8－长滑块；9－凸轮套；10－螺母；11－垫圈；12，14，17，20－轴承；13－护罩；15－挡圈；16－调整垫圈；18－主动螺旋锥齿轮；19－轴承座；21－轴承盖；22－油封；23－防尘毡；24－盖；25－凸轮；26－贯通轴；27－轴间差速器壳；28－主减速器壳

图 4－6－85 是交通 SH361 型自卸汽车贯通式桥用的后桥主减速器。

图 4－6－86 所示的锥齿轮－圆柱齿轮式双级贯通式主减速器的第一级减速，采用了双曲

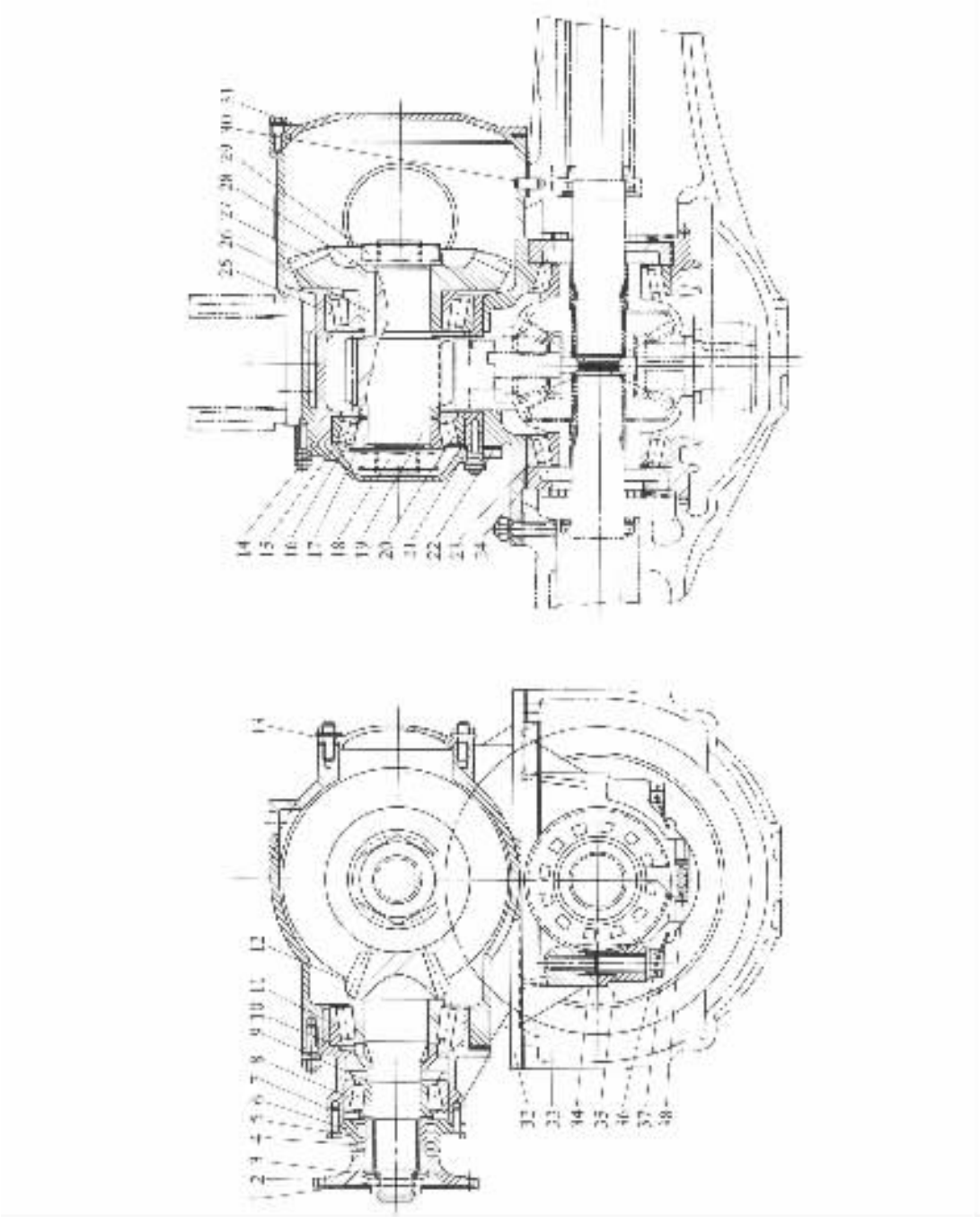


图 4－6－85 交通 SH361 型汽车贯通式桥用的后桥主减速器

1，18，29－螺母；2－组合弹簧垫圈；3－凸缘；4－防尘毡；5－油封；6－油封壳；7，14－轴承座；8，11，20，23，25－轴承；9，16－轴承调整垫圈；10－轴承隔套；12－动螺旋锥齿轮；13－后盖；15－厚垫圈；17，28－防松垫圈；19－主动斜齿圆柱齿轮；21－侧盖（右）；22－衬垫；24－调整螺环；26－平键；27－从动螺旋锥齿轮；30－销钉；31－侧盖（左）；32－主减速器壳；33－螺栓；34－定位销套；35－轴承盖；36－防松铁丝；37－定位用止动片；38－止动片防松垫

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

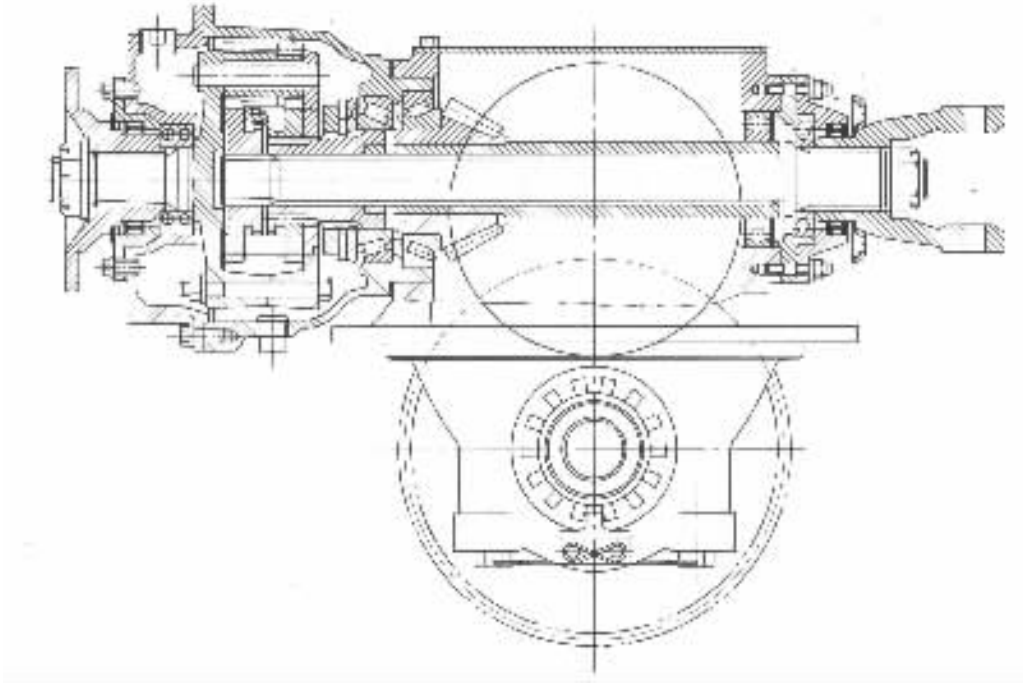


图 4－6－86　美国 Timken 公司采用的锥齿轮－圆柱齿轮式双级贯通式主减速器

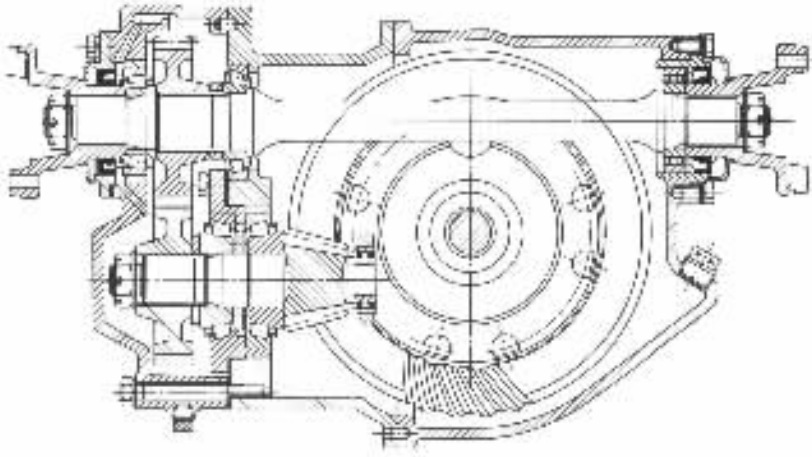
面齿轮传动，中、后桥轴间差速器为圆柱行星齿轮式。美国 Timken 型贯通桥就采用了这种结构型式，但也有不装轴间差速器的。

上述锥齿轮－圆柱齿轮式双级贯通式主减速器的共同特点是：第一级减速齿轮为螺旋锥齿轮或双曲面齿轮，第二级为斜齿圆柱齿轮，由于这两级减速的减速比都大于 1，同时由它们的乘积可得到较大的总主减速比。但这种结构的高度尺寸大，特别是主动锥齿轮的工艺性差，而从动锥齿轮又需采用悬臂式安装，支承刚度差，拆装也较为不便。

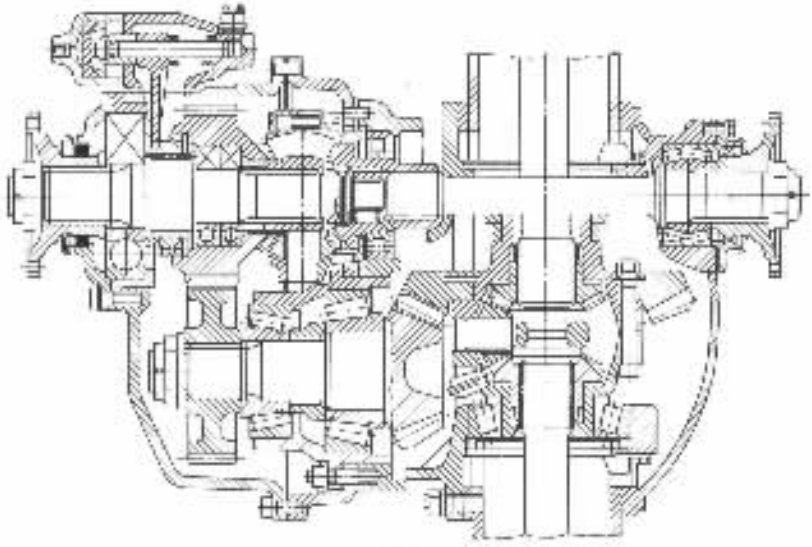
现代有不少的多桥驱动汽车，采用了第一级减速齿轮为斜齿圆柱齿轮而第二级为锥齿轮的所谓圆柱齿轮－锥齿轮式双级贯通式主减速器，如图 4－6－87 所示。它的第一级的圆柱齿轮起两个作用：一是用于减速；二是便于贯通。有些设计，其第一级的圆柱齿轮，只用作方便贯通轴的布置，故其减速比取为 1∶1。第二级减速齿轮可以用螺旋锥齿轮，也可以用双曲面齿轮。设计时应注意前、中、后驱动桥的这些锥齿轮的布置、螺旋方向与旋转方向以及双曲面齿轮偏置方向等方面之间的关系，所选的螺旋方向应保证汽车前进时两齿轮间有相斥的轴向力。轴向力的方向可用手势法则来判断。当主动齿轮的螺旋方向为左旋时，用左手法则（左手伸直拇指的指向为轴向力的方向，其他手指握起来后的指向就是主动齿轮的旋转方向，参见图 4－6－123）来判断；主动齿轮为右旋时，则用右手法则来判断。

图 4－6－88 是美国 Eaton 公司生产的 D400－P 型圆柱齿轮－锥齿轮式双级贯通式中桥及非贯通式单级减速后桥相匹配的结构示意图。贯通式中桥主减速器的第一级，为齿数相同的一对斜齿圆柱齿轮，第二级是与后桥主减速齿轮副通用的螺旋锥齿轮。中、后桥间有轴间差速器，轴间差速器由一齿轮式油泵进行强制润滑。

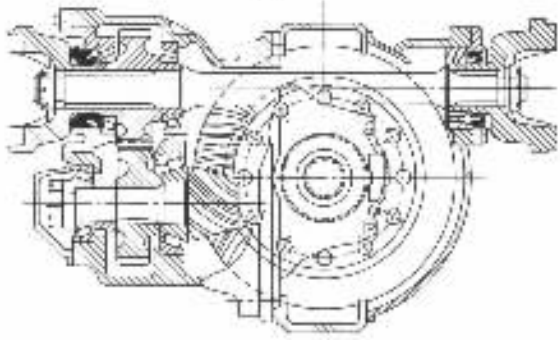
图 4－6－87、图 4－6－88 的第一级圆柱齿轮都布置在第二级减速的锥齿轮之前，也有将其布置在第二级齿轮之后的结构，如图 4－6－73 及图 4－6－89 所示。后者为带有轮边减速



(a)



(b)



(c)

图 4－6－87 圆柱齿轮－锥齿轮式双级贯通式主减速器

(a),(c)不带轴间差速器的结构;(b)带轴间差速器的结构

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

的后桥的圆柱齿轮－锥齿轮式双级贯通式主减速器，所以其从动锥齿轮的旋转方向与一般结构相反。

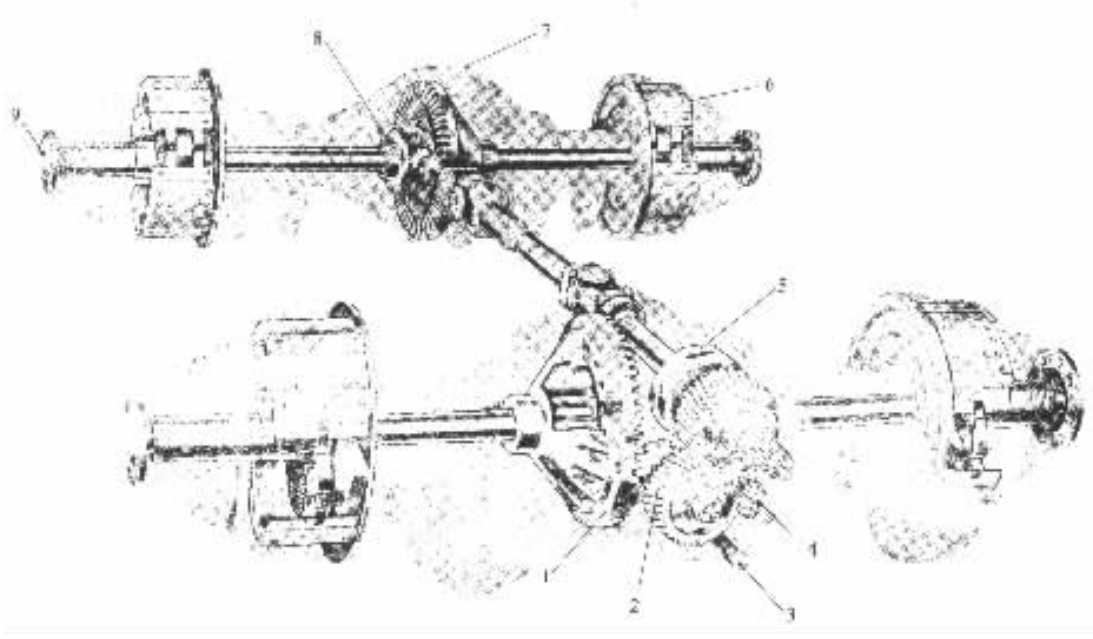


图 4－6－88　美国 Eaton D400－P 型圆柱齿轮－锥齿轮式双级贯通式中桥及非贯通式单级减速后桥相匹配的结构示意图

1－从动螺旋锥齿轮；2－圆柱齿轮；3－油泵磁性滤清器；4－轴间差速器润滑油泵；5－轴间差速器；6－制动器；7－后桥壳；8－轮间差速器；9－半轴

与锥齿轮－圆柱齿轮式双级贯通式主减速器相比，圆柱齿轮－锥齿轮式双级贯通式主减速器的结构紧凑，高度尺寸减小，这对于降低车厢地板高度及汽车质心高度很有帮助。但其第一级的斜齿圆柱齿轮副的减速比较小，有时甚至等于 1，因此它主要用于解决贯通轴的布置，而对减速比影响不大或者完全无影响。有些汽车在采用这种结构布置的同时，为了加大驱动桥的减速比而同时采用轮边减速器；而另一些汽车，则将从动锥齿轮的内孔做成齿圈并装入一组行星齿轮减速机构，以增大主减速比，如图 4－6－90 所示的 Eaton DP580－P/650－P 型圆柱齿轮－锥齿轮－行星齿轮式贯通式中、后桥。

6. 单级（或双级）主减速器附轮边减速器

矿山、水利及其他大型工程等所用的重型汽车，工程和军事上用的重型牵引越野汽车及大型公共汽车等，要求有高的动力性，而车速可相对较低，因此其传动系的低挡总传动比都很大。

在设计上述重型汽车、大型公共汽车的驱动桥时，为了使变速器、分动器、传动轴等总成不致因承受过大转矩而使它们的尺寸及质量过大，应将传动系的传动比以尽可能大的比率分配给驱动桥。这就导致一些重型汽车、大型公共汽车驱动桥的主减速比往往要求很大。当其值大于 12 时，一般结构的主减速器难于达到要求，因此许多重型汽车、大型公共汽车往往采用单级（或双级）主减速器附加轮边减速器的结构型式，将驱动桥的一部分减速比分配给安装在轮毂中间或近旁的轮边减速器。这不仅使驱动桥中间部分主减速器的尺寸减小，保证了足够的离地间隙，而且可得到比较大的驱动桥总减速比（其值往往在 16～26 左右）；由于半轴位于轮

图 4－6－89 圆柱齿轮后置的圆柱齿轮－锥齿轮式双级贯通式主减速器

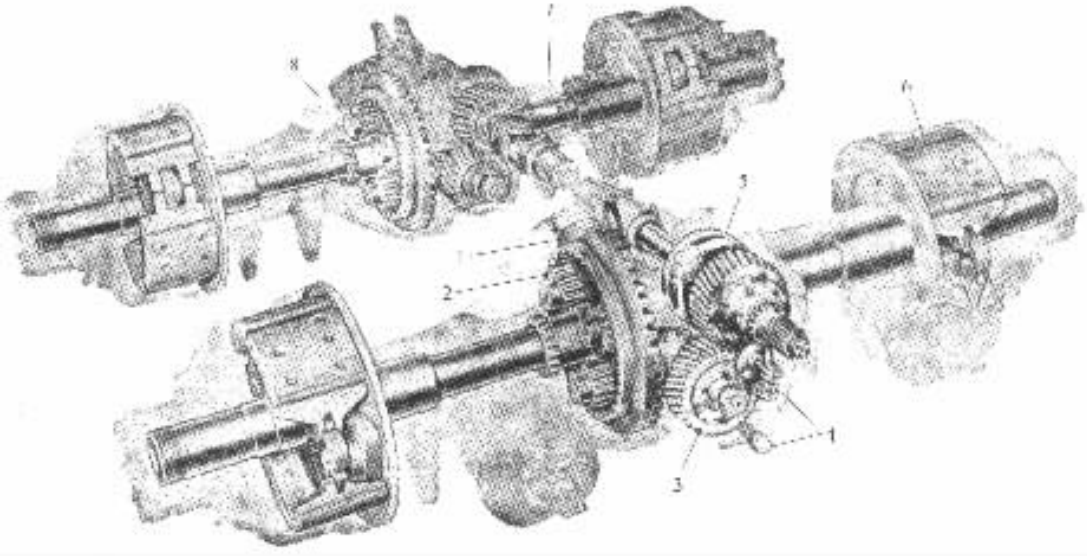


图 4－6－90 美国 Eaton DP－580－P/650－P 型圆柱齿轮－锥齿轮－行星齿轮式贯通式中、后桥的结构示意图

1－从动螺旋锥齿轮；2－行星减速机构；3－减速比为 1 的圆柱齿轮副；4－轴间差速器润滑油泵；5－轴间差速器；6－制动器；7－半轴；8－后桥壳

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

边减速器前，其所承受的转矩也大为减小，因而半轴、差速器及主减速器从动齿轮等零件的尺寸也可以减小。但是轮边减速器在一个驱动桥上就需要两套，使结构复杂，成本提高，因此只有当驱动桥的总减速比大于 12 时，才推荐采用。

按齿轮及其布置型式，轮边减速器有行星齿轮式和普通圆柱齿轮式两种类型，它们各有不同的布置方案。

行星齿轮式轮边减速器多以单排圆柱行星齿轮的布置型式出现，如图 4－6－91 所示，故又常称为单排圆柱行星齿轮式轮边减速器。其实其中有的布置如图 4－6－91(a)所示，已不属于行星齿轮传动，因其行星齿轮轴是固定不动的，故行星齿轮仅起定轴中间齿轮的作用。行星齿轮式轮边减速器的优点在于可以得到较大的传动比，并且各齿轮间的径向作用力可以得到平衡。

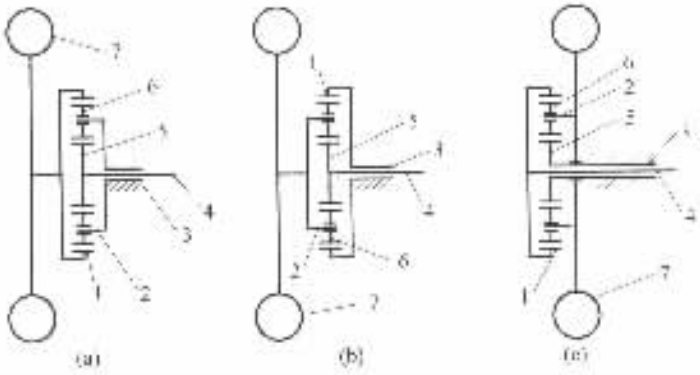


图 4－6－91　单排圆柱行星齿轮式轮边减速器的结构方案简图

(a)太阳轮为主动件，齿圈为从动件，行星齿轮架为固定件；(b)太阳轮为主动件，行星齿轮架为从动件，齿圈为固定件；(c)齿圈为主动件，行星齿轮架为从动件，太阳轮为固定件；1－齿圈；2－行星齿轮架；3－桥壳；4－半轴；5－太阳轮；6－行星齿轮；7－驱动车轮

普通圆柱齿轮式轮边减速器由一对外啮合圆柱齿轮组成，借助于其主动齿轮和从动，齿轮相对位置的调整，可以最大限度地调整汽车的离地间隙或车厢地板的高度。

常见的行星齿轮式轮边减速器为单排的圆柱行星齿轮机构，其机构简图与图 4－6－76 一样，只是由于该机构的太阳轮、齿圈和行星齿轮架等有关零件在轮边减速器中的作用有所变化，又有如图 4－6－91 所示的三种结构方案。

单排圆柱行星齿轮式轮边减速器的传动比 i_{LB}，可按行星齿轮机构一般运动规律的特性方程(4－6－3)，并根据在该行星机构中何为主动件、何为从动件和固定件而求出。

①当太阳轮为主动件，齿圈为从动件而行星齿轮架固定(图 4－6－91(a))时：

$$i_{LB}=\frac{n_1}{n_2}=-\alpha=-\frac{Z_2}{Z_1} \tag{4-6-5}$$

②当太阳轮为主动件，行星齿轮架为从动件，而齿圈固定(图 4－6－91(b))时：

$$i_{LB}=\frac{n_1}{n_3}=1+\alpha=1+\frac{Z_2}{Z_1} \tag{4-6-6}$$

③当齿圈为主动件，行星齿轮架为从动件，而太阳轮固定(图 4－6－91(c))时：

$$i_{LB}=\frac{n_2}{n_3}=1+\frac{1}{\alpha}=1+\frac{Z_1}{Z_2} \tag{4-6-7}$$

以上 3 个公式中 n_1、z_1 和 n_2、z_2 分别为太阳轮和齿圈的转速及齿数；n_3 为行星齿轮架的转速。

英国 Kirkstall 公司生产的带有行星齿轮式轮边减速器的驱动桥如图 4－6－92 所示，是按照图 4－6－91(a)的结构方案设计的。其单级主减速器的主减速比为 1.75，而轮边减速器的传动比为 3.26。在半轴外端的花键上装着太阳轮，后者驱动三对行星齿轮 1 转动，而行星齿轮轴固定在半轴套管上不动。行星齿轮 1 又驱动着紧固在轮毂上并具有内齿的齿圈 2，以与半轴旋转的相反方向转动。在每根行星齿轮轴上装上 2 个带有中间支承的行星齿轮，中间支承有利于增强轴的刚度，这样也可使太阳轮具有长的轮齿。在半轴外端和轮毂盖之间装着一个不大的球轴承，以保持太阳轮位于各行星齿轮的旋转中心位置。拆装制动鼓时不必拆卸轮毂和轮边减速，这一点很重要。

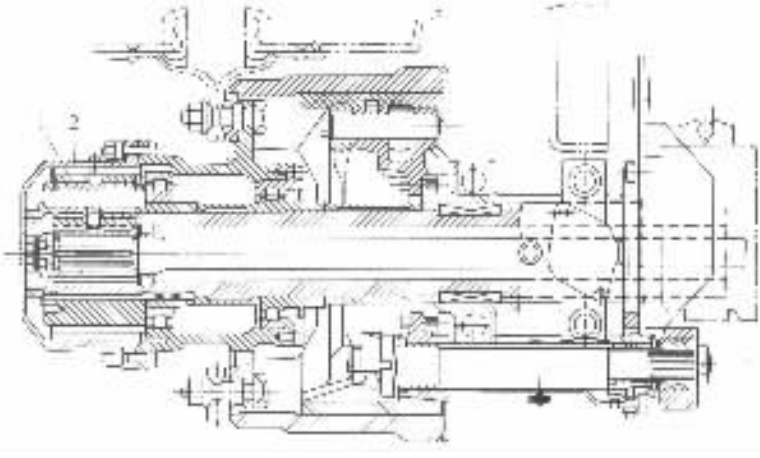


图 4－6－92 Kirkstall 公司生产的带有圆柱行星齿轮式轮边减速器的后驱动桥(用于公共汽车)

1－行星齿轮；2－齿圈

在白俄罗斯的 МАЗ－500A 和英国的 Leyland 汽车的后驱动桥上，采用了类似的结构。

图 4－6－93 所示的轮边减速器是按图 4－6－91(b)的方案布置的，即以太阳轮为主动件、

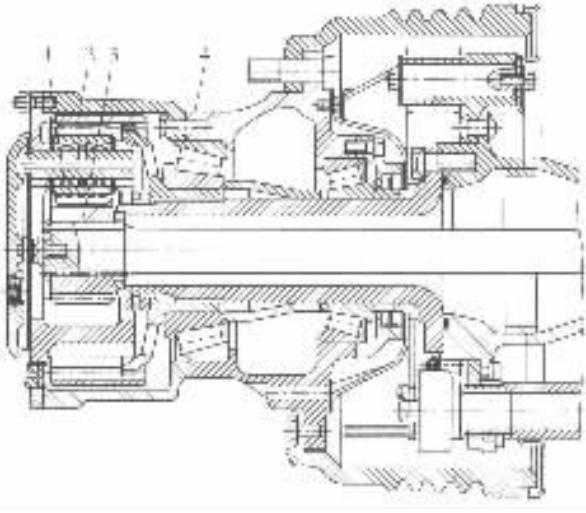


图 4－6－93 以太阳轮为主动件、行星齿轮架为从动件、齿圈为固定件的轮边减速器

1－行星齿轮；2－齿圈；3－太阳轮；4－轮毂

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

行星齿轮架为从动件、齿圈为固定件。上海 SH3540 A 型装载质量 32t 的重型自卸汽车采用了类似的布置，如图 4－6－94 所示。该车驱动桥的总减速比为 15.66，装在驱动桥中部的主减速器壳中的单级螺旋锥齿轮主减速器的主减速比为 41/11 = 3.73；轮边减速器的传动比为 4.2。其轮边减速器的太阳轮 7 用花键紧固在半轴 12 的外端，齿圈 3 与齿圈座 2 用螺钉 10 联接，而齿圈座 2 则被固定在半轴套管 1 上不能转动。在太阳轮 7 和齿圈 3 之间均匀分布着 3 个行星齿轮 4，后者是用一对圆锥滚子轴承支承在用螺栓 9 与轮毂 11 相联的行星齿轮架 5 上。由半轴输给太阳轮 7 的动力。经行星齿轮 4、行星齿轮架 5 而传给轮毂 11 使驱动车轮旋转，并且其旋转方向与半轴的旋转方向一致。图 4－6－95 是“斯太尔”重型汽车后驱动桥的轮边减速器，也是采用了这种结构布置。图 4－6－96 是这种结构布置的轮边减速器用于前驱动桥的情况。这种结构方案应用最广，因为其可获得的传动比最大。

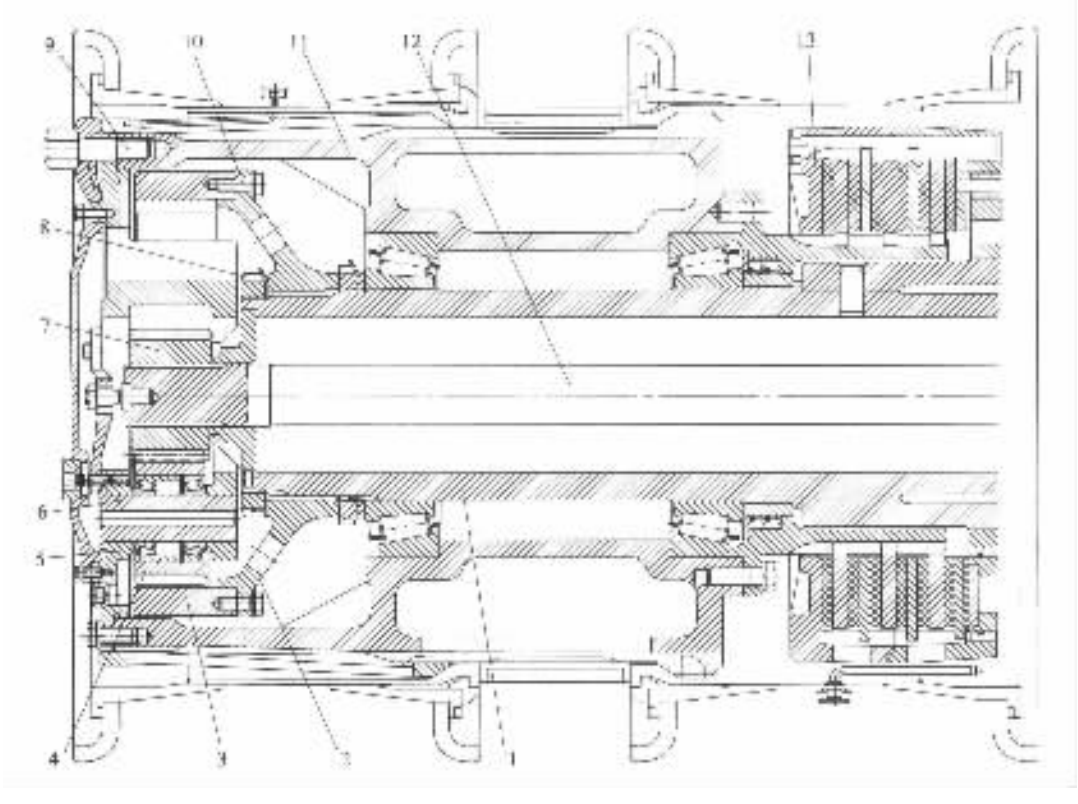


图 4－6－94　上海 SH 3540 A 型汽车的圆柱行星齿轮式轮边减速器

1－半轴套管；2－齿圈座；3－齿圈；4－行星齿轮；5－行星齿轮架；6－行星齿轮轴；7－太阳轮；8－锁紧螺母；9－螺栓；10－螺钉；11－轮毂；12－半轴；13－多盘式制动器

图 4－6－97 给出的是德国玛基鲁斯－戴依兹公司在中型公共汽车“萨徒勒恩”的驱动桥上所采用的单排圆柱行星齿轮式轮边减速器。这一结构是采用了图 4－6－91(c)的方案，即其主动件是齿圈，从动件为行星齿轮架，而固定件为太阳轮。动力由半轴传给齿圈，然后经行星齿轮并通过装在轮毂上的行星齿轮轴驱动车轮前进。驱动车轮与半轴的旋转方向相同。这种结构方案与前两种相比较，其传动比显著地减小，因此在汽车驱动桥上没有得到推广。

在设计单排圆柱行星齿轮机构时，应注意齿轮的安装问题。设齿轮的模数为 m，太阳轮、齿圈和行星齿轮的节圆半径分别为 R_1、R_2、R，则由图 4－6－98 所示的行星齿轮机构中各齿轮

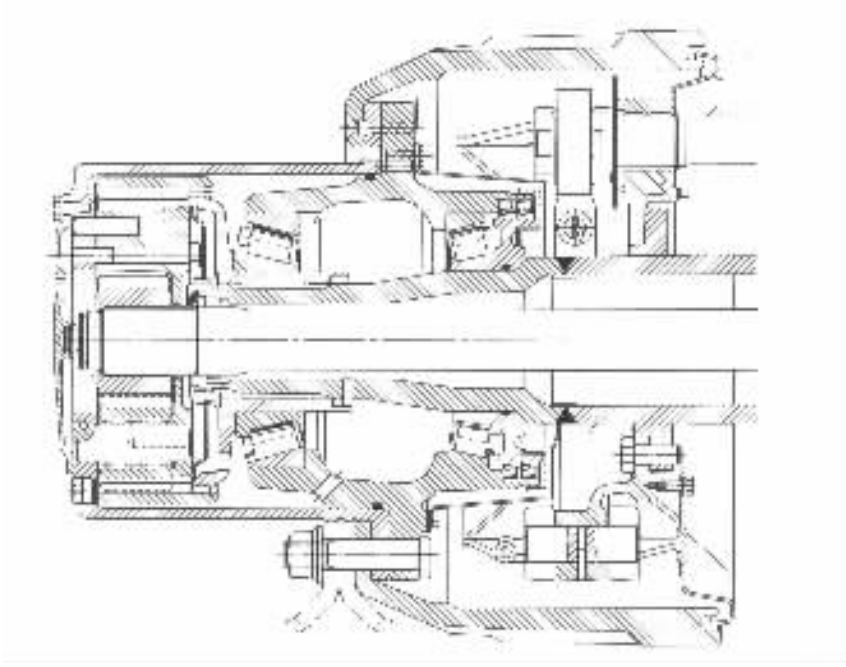


图 4－6－95 “斯太尔”重型汽车后驱动桥的轮边减速器

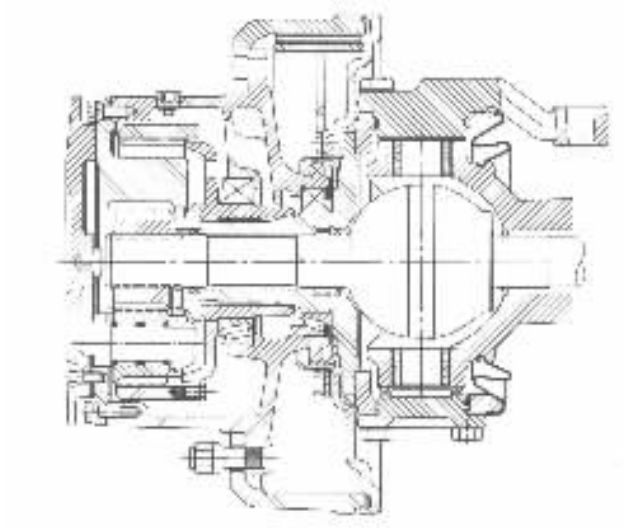


图 4－6－96 转向驱动桥轮边减速器的布置

节圆直径之间的关系可知：

$$2R_2 = 2R_1 + 4R \quad \text{或} \quad mz_2 = mz_1 = 2mz$$

即

$$z_2 - z_1 = 2z \tag{4-6-8}$$

式中：z_1，z_2，z 分别为太阳轮、齿圈和行星齿轮的齿数。

式(4－6－8)是单排圆柱行星齿轮机构的安装条件，也是齿数选择的第一个条件。该式表

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

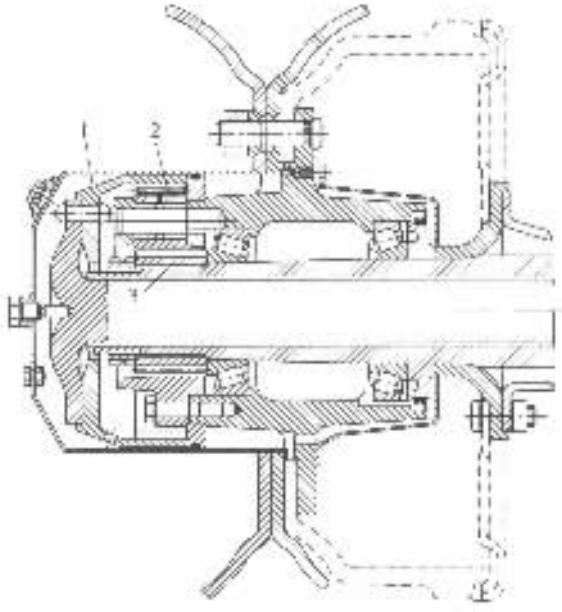


图 4－6－97　德国‘萨徒勒恩’型公共汽车的圆柱行星齿轮式轮边减速器

1－齿圈；2－行星齿轮；3－太阳轮

明，齿圈与太阳轮的齿数差应为行星齿轮齿数的 2 倍。齿圈和太阳轮的齿数应该同为奇数或同为偶数。

为使行星齿轮能够均匀地分布在通过行星齿轮轴中心线的圆周上（这对于平衡作用力是必须的），还得有齿数选择的第二个条件，它可以根据图 4－6－98 来推导。设图 4－6－98 上加粗了的封闭曲线长为 L，则由图可知：

$$L = 2\pi R + \frac{2}{3}\pi(R_1 + R_2)$$

当有 N 个行星齿轮且齿轮周节为 t 时，上式可改写为

$$\frac{L}{t} = \frac{2\pi R}{t} + \frac{2\pi(R_1 + R_2)}{Nt}$$

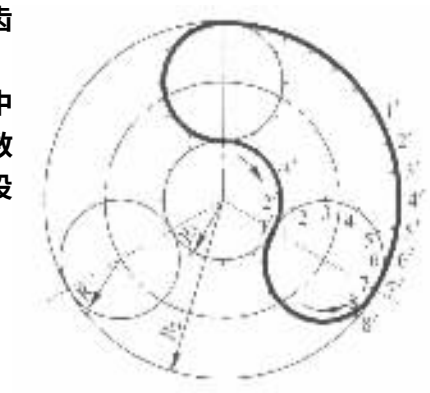


图 4－6－98　行星齿轮机构的几何关系

如果忽略间隙，则行星齿轮机构运转时，行星齿轮的各轮齿（图 4－6－98 上以 1，2，3，…表示）应分别与太阳轮和齿圈的有关齿间（图 4－6－98 上以 1′，2′，3′，…表示）一一对应。因此也可把图上加粗的封闭曲线看成链条，而行星齿轮看成链轮，要使它们能顺利运转则链条的长度 L 必须为链轮的周节 t 所整除，因此上式中的 $\frac{L}{t}$ 必为整数，而 $\frac{2\pi R}{t}$ 显然亦为整数。因此得：

$$\frac{2\pi(R_1 + R_2)}{Nt} = \text{整数}$$

即

$$\frac{z_1 + z_2}{N} = \text{整数} \qquad (4-6-9)$$

式中：z_1，z_2——太阳轮与齿圈的齿数；

N——行星齿轮的数目。

式(4－6－9)就是使行星齿轮能够沿其回转圆周均匀分布的必要条件,也是齿数选择的第二个条件。由该条件可知,太阳轮和齿圈的齿数和应能被行星齿轮的个数整除。在行星齿轮机构的设计中,齿轮的齿数关系必须符合式(4－6－8)、式(4－6－9)所示的两个条件,否则所设计的行星齿轮机构无法装配。

除上述常见的单排圆柱行星齿轮式轮边减速器外,法国萨维埃姆公司在其"索玛"MTP 型(装载质量 12t)和 MTPV 型(装载质量 18t)自卸汽车上采用了如图 4－6－99 所示的圆锥行星齿轮式轮边减速器与双级主减速器相配合。如该图所示,轮边减速器装于轮毂的外侧,它有两种轮边减速传动比。当换挡用的接合轮 1 位于图示位置时则轮边减速器位于低挡(轮边减速器传动比 $i_{LB}=2.0$),当接合轮 1 被专门的操纵机构 2 移向外侧并与侧盖 4 的花键孔内齿相接

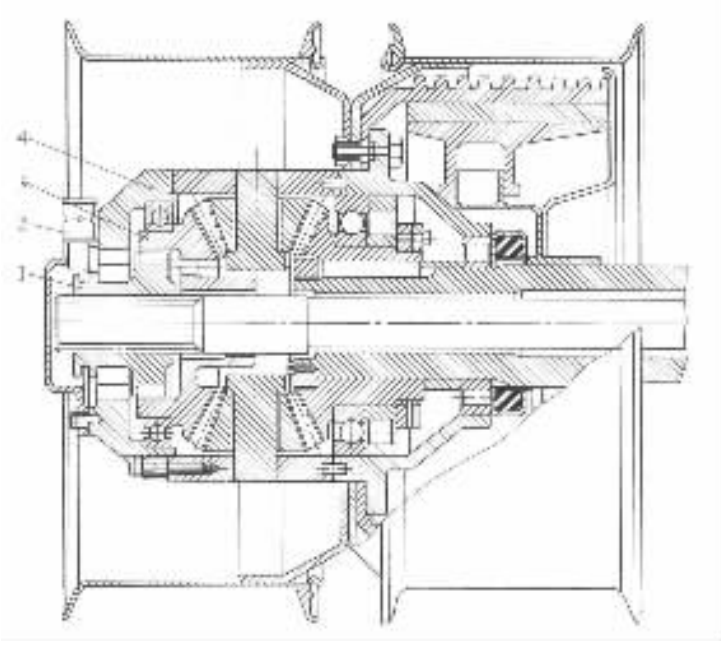


图 4－6－99 法国索玛 MTP 型和 MTPV 型自卸汽车的圆锥行星齿轮式轮边减速器

1－接合轮;2－操纵机构;3－外圆锥齿轮;4－侧盖

合,使半轴直接驱动轮边减速器壳及轮毂时,则轮边减速器位于高挡($i_{LB}=1.0$)。操纵机构 2 装在轮边减速器的侧盖上,它由手动螺杆、螺母及接合轮 1 相联的拨杆组成。轮边减速器壳沿着十字轴中心线分为 2 个半壳,组装后用定位销和螺柱与轮毂相联。十字轴上的 4 个行星齿轮与 2 个圆锥齿轮同时啮合,里边的 1 个圆柱齿轮以键及螺母紧固在半轴套管上不动,外边的 1 个圆锥齿轮 3 一端支承在球轴承上,另一端通过滑动轴承支承在全浮式的半轴上。轮毂的内端经 1 个圆柱滚子轴承支承在半轴套管上,外端由并排支承在圆锥齿轮轴颈上并经一对螺母作釉向定位的较大尺寸的球轴承和圆柱滚子轴承所支承。由半轴传给接合轮 1 的动力经花键传给圆锥齿轮 3 或侧盖 4,驱动车轮前进。拆装制动鼓时不必拆卸轮毂和轮边减速器。

另一种类型的轮边减速器是普通圆柱齿轮式,如图 4－6－100 所示,它由一对圆柱齿轮组成。根据其主、从动齿轮相对位置的不同,它又有不同的布置型式,即主动齿轮置于从动齿轮的垂直上方、主动齿轮置于从动齿轮的垂直下方及主、从动齿轮具有其他相对位置。

用户名:[illegible] www.[illegible].com 免费下载

一些高通过性汽车，在驱动桥壳中部要求有较大的离地间隙，往往采用普通圆柱齿轮式轮边减速器，且将其主动齿轮布置在从动齿轮的垂直上方。例如捷克的“布拉格”V3S 型越野汽车的轮边减速器（见图 4－6－25）采用这种结构布置后，由于半轴中心相对于车轮中心提高了一个距离，使驱动桥的离地间隙达到 400mm，以适应通过性的需要。奥地利的微型越野汽车 STEYR－PUCH HAFLINGER（“哈夫林格”）也采用了这种轮边减速器的布置型式（见图 4－6－33、图 4－6－34）。

城市公共汽车和无轨电车在良好的路面上行驶，驱动桥的离地间隙不是影响汽车行驶的主要因素，相反，降低车厢地板高度以便于乘客上、下车方便成为主要问题，这时可将轮边减速器的主动齿轮置于从动齿轮的垂直下方，使半轴中心线低于车轮中心线，如图 4－6－26 所示。这样，车身高度降低了，从而降低了汽车质心，提高了其行驶稳定性，也提高了乘客上、下车的方便性。

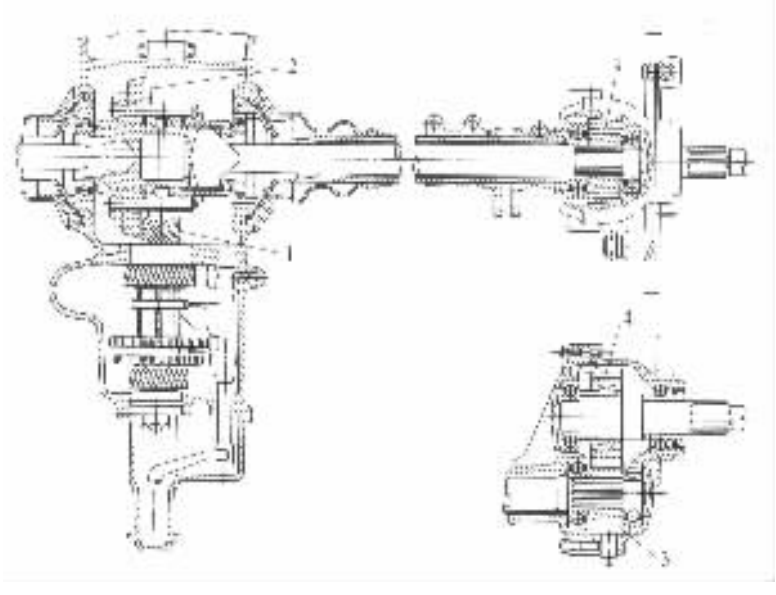


图 4－6－100　普通圆柱齿轮式轮边减速器

1－主减速器主动齿轮；2－主减速器从动齿轮；3－轮边减速器主动齿轮；4－轮边减速器从动齿轮

二、主减速器的基本参数选择与设计计算

主减速比 i_0、驱动桥的离地间隙和计算载荷是主减速器设计的原始数据，应在汽车总体设计时确定。

（一）主减速比的确定

主减速比 i_0 的大小，对主减速器的结构型式、轮廓尺寸及质量的大小影响很大。主减速比 i_0 的选择，应在汽车总体设计时和传动系的总传动比（包括变速器、分动器和加力器、驱动桥等传动装置的传动比）一起，由汽车的整车动力计算来确定。正如传动系的总传动比及其变化范围（$i_{T\,max}/i_{T\,min}$）为设计传动系组成部分的重要依据一样，驱动桥的主减速比 i_0 是主减速器的设计依据，是设计主减速器时的原始参数。

传动系的总传动比（其中包括主减速比 i_0），对汽车的动力性、燃料经济性有非常重大的影响，发动机的工作条件也和汽车传动系的传动比（包括主减速比）有关。可采用优化设计方法

对发动机参数与传动系的传动比以及主减速比 i_0 进行最优匹配。

为了研究主减速比 i_0 对汽车动力性的影响，图 4－6－101 给出了变速器位于最高挡（直接挡或超速挡）时，在三种不同主减速比且 $i'_0 > i''_0 > i'''_0$ 的情况下的汽车功率平衡图。它是根据汽车行驶时的功率平衡方程

$$P_c = \frac{1}{\eta_T}(P_w + P_\psi + P_j)$$

绘制的。

式中：P_e——发动机功率；

η_T——传动系的机械效率；

P_w——消耗在克服空气阻力上的功率；

P_ψ——消耗在克服道路总阻力的功率；

P_j——功率储备。

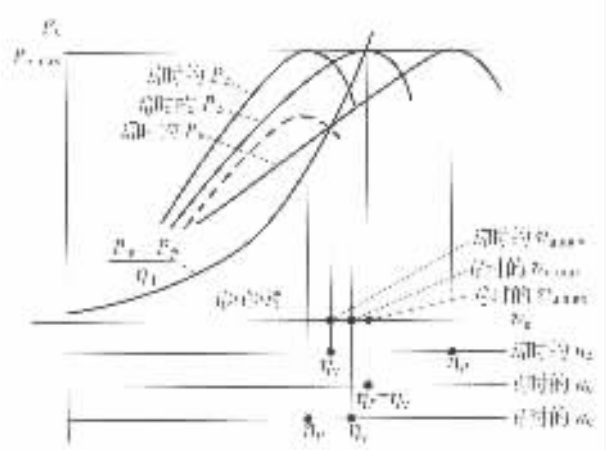


图 4－6－101 在不同主减速比情况下的功率平衡图

对图 4－6－101 的分析表明，在其他条件都相同的情况下，当主减速比为 i''_0 时，其最高车速 $v_{a\,max}$ 可能达到最大值，这是因为发动机是以最大功率 $P_{e\,max}$ 工作。此时

$$P_{ev} = P_{e\,max}$$

$$v_{a\,max} = v_p$$

$$n_v = n_p$$

式中：P_{ev}——最高车速 $v_{a\,max}$ 时的发动机功率；

v_p——发动机最大功率 $P_{e\,max}$ 时的车速；

n_v，n_p——分别为 $v_{a\,max}$ 及 $P_{e\,max}$ 时的发动机转速，r/min。

如图 4－6－101 所示，对 i''_0 值的任何增大或减小，都会使 $v_{a\,max}$ 在给定的道路和载荷条件下降低，因为发动机功率较小时，$(P_w + P_\psi)/\eta_T$ 曲线和外特性曲线相交，即在 i'_0、i'''_0 这两种情况下都是 $P_{ev} < P_{e\,max}$，但在主减速比 $i'_0 > i''_0$ 时，速度 $v_{a\,max} > v_p$ 和 $n_v > n_p$，而当 $i'''_0 < i''_0$ 时，$v_{a\,max} < v_p$ 和 $n_v < n_p$。这样，如果说在 i'_0 的情况下与 i''_0 相比，$v_{a\,max}$ 是降低了，但在经常使用速度下的功率储备却增加了；而在 i'''_0 的情况下，发动机的最大功率则无法利用，这就使汽车的动力性指标变坏。在良好道路条件（$\psi = 0.014 \sim 0.018$）下，后一种功率平衡表明了发动机和

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

汽车传动系的主减速比 i_0 选择得不正确，因为，例如采用较小功率的发动机时（见图 4－6－101 中虚线），也可以得到同样的最高车速 $v_{a\,max}$ 和甚至更大的功率储备。当 $P_{e\,max}$ 值给定时，随着主减速比由 i'''_0 增加到 i''_0 或 i'_0，汽车的动力性就有显著改善，即它的最高车速 $V_{a\,max}$ 和功率储备都提高了。

根据这些考虑和给定的发动机外特性曲线，就可选择出合理的主减速比如的值。当汽车在良好的道路条件下以变速器的最高挡位（如直接挡）行驶时，所选择的 i_0 值应能满足汽车动力性的要求。

对于具有很大功率储备的轿车、客车、长途公共汽车，尤其是对竞赛汽车来说，在给定发动机最大功率 $P_{e\,max}$ 的情况下，所选择的 i_0 值应能保证这些汽车有尽可能高的最高车速 $v_{a\,max}$。这时 i_0 值应按下式来确定：

$$i_0 = 0.377\frac{r_r n_p}{v_{a\,max} i_{gH}} \tag{4-6-10}$$

式中：r_r——车轮的滚动半径，m；

n_p——最大功率时的发动机转速，r/min；

$\overline{a\,max}$——汽车的最高车速，km/h；

i_{gH}——变速器最高挡传动比，通常为 1。

对于其他汽车来说，为了用稍微降低最高车速 $v_{a\,max}$ 的办法来得到足够的功率储备，主减速比 i_0 一般应选得比按式（4－6－10）求得的要大 10%～25%，即按下式选择：

$$i_0 = (0.377 \sim 0.472)\frac{r_r n_p}{v_{a\,max} i_{gH} i_{FH} i_{LB}} \tag{4-6-11}$$

式中：i_{gH}——变速器最高挡（直接挡或超速挡）传动比；

i_{FH}——分动器或加力器高挡传动比；

i_{LB}——轮边减速器传动比。

按式（4－6－10）或式（4－6－11）求得的 i_0 值应与同类汽车的主减速比相比较，并考虑到主、从动主减速齿轮可能有的齿数，对 i_0 值予以校正并最后确定下来。

表 4－6－1～表 4－6－8 分别给出了一些轿车、客车、载货汽车和越野汽车等的主减速比 i_0 及传动系其他总成的传动比的数据供参考。

根据所选定的 i_0 值的大小，就可基本上将主减速器的减速型式（单级、双级等以及是否需要轮边减速器）确定下来，并使之与汽车总布置所要求的离地间隙相适应。表 4－6－9 给出了汽车驱动桥离地间隙的一般数据，这些数据是根据对汽车驱动桥离地间隙的大量统计得到的，供设计时参考。

表4-6-1 国内生产的一些轿车的主减速比 i_0 及其他有关参数

厂牌	车型	挡位数	发动机最大功率/kW 及转速/r/min P_{max}-n_P	发动机最大转矩/N·m 及转速/r/min T_{max}-n_T	主减速比 i_0	轮胎型号	变速器传动比 i_g 低挡	变速器传动比 i_g 其他挡	最高车速 v_{max}/km/h
红旗	CA770(CA7570)	7-8	162-4400	412-2800-3200	3.9	8.20-15	变矩器 2.45 变速器 1.72	Ⅱ-1.0	160
	CA771	5			3.54	7.60-15			180
	CA773	7-8				8.20-15			170
	CA7220	5	87-5200	151-3200	4.111	185SR14	3.6	0.897	170
	CA7220E		73.5-5200	170-2800-3200					175
	CA7460	6	158-4750	392-3250	3.08	P225/60 R16	2.81	Ⅳ 0.70	185
	CA7560	7	181-4400	420-2800-3000	4.22	8.20-15	2.45	Ⅲ-1.0	160
奥迪	Audi 100 CSGP	5	56-5300	138-3300	4.111	185/70 R14	3.545	Ⅴ 0.789	175
	Audi Cabrio 2.8		128-5500	250-3300		205/60R15V			218
	Audi A4 2.8		142-6000	280-3200					240
	Audi S6		250-6000	410-3500		245/45ZR18		Ⅵ	250
	Audi 200 1B		125-5500	240-3300	3.889	205/60R15V	3.502	Ⅴ-0.778	215
捷达	JETTA CL;GL	5	53-5200	121-3500	5.941	175/70R13	3.455	Ⅴ 0.89	160
	JETTA CT;GT		74-5800	150-3800		185/60R14			180
高尔夫	Golf 1.8GL(德)	5	67.1-5200	145-3300	3.67	175/70HR13	3.45	Ⅴ-0.78	176
桑塔纳	SANTANA LX	6	56-5200	145-3300	4.111	185/70 R13	3.455	Ⅳ 0.900	160
	SANTANA 2000		72-5200	150-3100	4.444	195/60R14SEH		Ⅴ-0.800	172
上海通用别克	Buick GL	5	125-5200	250-4400	3.29	P215/70R15	2.52	Ⅳ 0.70	175
	Buick GLX								
	Buick Century								
富康	CITROEN RG;RX	5	51.5-5800	108-2800	4.389	165/70R14MXL	3.417	Ⅴ-0.797	160
	CITROEN AG;AL		65-5800	135-3300					180
夏利	TJ7100	5	38-5800	75.5-3200	4.5	165/70SR13	3.090	Ⅳ-0.854	135
	TJ7100U								
	TJ7100E		39-6000	77-3500	4.5 或 4.266			Ⅴ-0.707	138
	TJ7100UE								
	TJ7130U		56-6500	102-3900				Ⅳ-0.854	150
切诺基	BJ7250 E	5	88-5250	180-3200	4.106	P215/75R15 无内胎	4.03	Ⅴ 0.86	140
西安奥拓 长安奥拓	ALTO QCJ7080 ALTO SC7080	4	29.4-5500	58-3000	4.350	145/70R12	3.585	Ⅳ-0.854	120
云雀	(VIVO)GHK7070	4	29-7300	62-4000	4.875	145/70R12	4.383	Ⅴ-0.837	
Passat VR6 Saloon(德)		5	128-5800	230-4900	3.29	205/60R15V	3.30	Ⅴ-0.84	224
广州	HONDA ACCORD 2.3VTI	5	110-5700			195/65R15 91V			195
	HONDA ACCORD 2.0EXI		110-5000						195

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

表4-6-2　国外生产的一些轿车的主减速比 i_0 及其他有关参数

参数 / 车型		挡位数	发动机最大功率/kW 及转速/r/min P_{max}-np	发动机最大转矩/N·m 及转速/r/min T_{max}-nT	主减速比 i_0	轮胎型号	变速器传动比 i_g 低挡	变速器传动比 i_g 高挡	最高车速 v_{max}/km/h
HONDA LEGEND(日)	V6M	5	106.7-5300	171.5-5000	4.636 (4.200)	185/70R14 87S	2.706 (3.250)	Ⅳ 0.760 (V-0.794)	
	V6Zi					185/70R14 87H			
	V6G								
	V6X		132.5-5000	225.4-4500	4.256	195/65R15 90H	2.647	Ⅳ-0.767	
Acura Legend(日)		5	149.1-5500	284.2-4500	4.491 (4.370)	205/60R15 91V, V rated	2.937 (2.476)	V-0.581 (Ⅳ 0.630)	
BMW(德)	M3	5	175-6000	305.2-4250	3.08	235/40ZR17	4.198	Ⅴ-1.00	220.5
	740i		210-5700	420.4-3900	3.93	235/60R-16 100H	3.57	Ⅴ-0.80	206
	740iL								
	750iL		240.1-5000	489.6-3900	3.81		3.55	Ⅴ-0.79	
SUZUKI BALENO(日)		5	72.5-6300	134-3000	3.789	175/70R13 82H	3.583	Ⅴ-0.815	
Toyota Century E(日)		5	141-4800	323-3600	3.145	195SR14	2.452	Ⅲ-1.00	
Starlet S/D XL(日)		5	40-5000	76-3800	3.722	155SR13	3.166	Ⅴ 0.815	
Lumina LS(美)		6	104-4200	251-3200	3.06	P205/70SR15	2.92	Ⅳ-0.70	172
Lincoln(美)	Continental	5	194-5750	359-4750	3.56	P225/60R15 97H	2.77	Ⅳ-0.69	
	Town	6	157-4600	565-3400	3.08	P215/70R15	2.84	Ⅳ-0.70	
	Mark	5	206-5500	388-4600	3.07	P225/60R16 97V	2.84	Ⅳ 0.70	

续

参数 / 车型		排气数	发动机最大功率/kW 及转速/r/min P_{max}/kr	发动机最大转矩/N·m 及转速/r/min T_{max}/kr	主减速比 i_0	轮胎型号	变速器传动比 i_g 低挡	变速器传动比 i_g 高挡	最高车速 km/h
Cadillac Fleetwood(美)		8	90-4100	372.6-3000	2.73	205/70R15	2.92	IV-0.72	
New Yorker(美)		8	156.6-5800	300-5800	2.52	P205/70R15 95SA/S	2.84	IV-0.68	230
Imperial(美)		6	12-4400	375-3800		P185/75R14	2.84	III-1.02	
Touring Sedan(美)		6	97-4200	37.-3200	2.97	P215/65R-15	2.82	IV-0.72	170
Camry GX(日)		4	38.4400	2.6.4400-5000	4.042	225/65R15	2.8.2	IV-0.734	225
Nissan 300 ZX(日)		4	208-5400	370-3900	3.502	225/50R16	3.2.1	V-0.752	240
Acura Integra(日)		5	84-6250	134-5500	4.21	Michelin MXV165/60-14	3.13	V-0.85	190
	190D2.5	5	66-4500	164-2800	3.64	185/65R15	3.90	V-0.78	180
	190E2.5-16	4	136-6200		3.37	205/55VR15	4.38	V-1.03	237
Mercedes-Benz(德)	230 CE	6	100-5100	205-3500	3.27	195/55R15 91H	4.26	IV-1.00	202
	260CE		122-5800	226-3500		195/60VR15			212
	300CE		138-5700	265-4400	3.07	Michelin MXV-195/60VR15	3.68	IV-1.00	217
	420SEL		149-5200	305-3500	2.47	Continental 205/65VR15			210
	560SEL		220-5200	435-3750	2.65	Pirelli P6 215/60VR15	3.87	IV-1.00	240
	560	4	290-5200	570-3800					
	500		235-5600	470-3900	2.82	225/60ZR16			250

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

(续)

车型	参数	座位数	发动机最大功率/kW及转速/r/min P_{max}/n_P	发动机最大转矩/N·m及转速/r/min $T_{tq max}/n_T$	主减速比 i_0	轮胎型号	变速器传动比 i_g 低挡	变速器传动比 i_g 高挡	最高车速 v_{max}/km/h
Lexus(日)	LS400	5	130-5500	350-4100	3.615	225/60ZR16	2.55	Ⅳ 0.70	250
	GS300		184-5800	285-4800	4.093	225/55VR16			
	ES300		138-5200	264-4400	4.042	205/65R15			
Crown(日)	Royal Saloon G	5	153-6000 141-6000	275-4800 255-3600	4.300 3.909	195/65R15H 195/70 SR14	2.804	Ⅳ 0.709	
Corona(日)	GL XL	5	94-5600 81-5000	177-4400 142-4800	3.735 3.682	185/70HR14 175/70HR14	3.643	Ⅳ-0.892	
Corolla(日)	XL;LT/BGL	5	81-5000	142-4800	3.944	175/70HR14	3.214	Ⅴ 0.820	166
	XL;H/BXL		83-5200	101-4200	4.312	155/SR13	3.166	Ⅴ-0.815	167
	3GL	5	93-5200	103-4200	4.06	Dunlop SP7 155SR13	3.55	Ⅴ 0.82	160
Sigma 3000 V6-24(日)		5	151-6000	273-3000	3.558	205/65R15	2.551	Ⅳ 0.685	225
Mazda 929(日)		5	134.8-5000	265.6-3500	3.272	205/65R15	2.785	Ⅳ 0.691	205
Omega 3.0i c30SEJ(德)		5	130-5800	240-4200	3.10	195/65R15	3.954	Ⅴ-0.845	220
Berlinetta 2085(意)		2	280-6250	363-5000	3.56	前 235/40ZR18 后 265/40ZR18	3.07	Ⅵ-0.84	295
Panda CLX(意)		5	39-5500	67-3500	4.231	155SR13	3.939	Ⅴ-0.837	150
Tempra SLX(意)		5	75-5000	137-3000	3.733	185/60R1411	3.545	Ⅴ-0.875	188
Skoda 130 GL(捷)		5	55-5000	95-2850	3.90	165SR13	3.80	Ⅴ-0.83	153
Lada Samara 1300SL(俄)		5	49.5-5600	96-3500	3.94	165/70SR13	3.64	Ⅴ 0.78	147
Grandeur 3.3(韩)		4	118.4-5000	243-2500	3.436	205/60R13	3.551	Ⅳ-0.685	188
Prince 2.0(韩)		4	80.9-5400	166.6-2800	3.73	P195/70R14	3.954	Ⅴ-0.845	
Taurus(美)		6	101-4800	221-3250	2.53	P205/65R15			

表4-6-2 一些客车的主减速比 i_0 及其他有关参数

参数 / 车型	座位数	发动机最大功率/kW 及转速/r/min P_{max}/n_P	发动机最大转矩/N·m 及转速/r/min T_{max}/n_T	主减速比 i_0	轮胎型号	变速器传动比 i_g 低挡	变速器传动比 i_g 高挡	最高车速 v/km/h
吉林 JL 6320	8	27.2-5000	58.8-3500	5.571	4.50-12-8PR	3.429	V_{-}1.0	92
吉林 JL 6360	8	30.1-5000	87.8-3000	5.142	4.50-12-8PR	3.652	V_{-}0.798	100
解放 CA 6440	11	55-4500	157-2800	5.143	5.00-14-8PR	4.218	V_{-}0.845	120
金杯 SY 6472 L	12	64-3800~4000	176-3200	5.375	子午线胎 6.00R16-8PR	5.865	V_{-}1.0	110
金杯 SY 6480	15	63-5200	152-3500	4.556	子午线胎 185R14-8PR	4.182	V_{-}0.861	130
航天 GHT 6472	12	52-4200	140-3000	5.286	5.50-15-8PR	5.235	V_{-}1.0	105
三峡 TJ 6481 A	11	57.7-3800	174.3-2700	4.57	子午线胎 205SR14	5.855	V_{-}1.0	100
依维柯 A30·10	11	76-3800	230-2200	3.81	无内胎 195/75R14	6.196	V_{-}1.0	120
依维柯 A50·10	17	76-3800	230-2200	4.446	子午线胎 6.00R16 或 185/75R14 无内胎	6.186	V_{-}1.0	110
昌河 CH 5530	12	57.8-3800~4000	171.6-2200~2400	5.83	6.00R16-8PR	5.29	V_{-}1.0	93
昌河 CH 5531	15	55.2-3800~4000	181.8-2800~2800	5.83	6.50R16-8PR	5.568	V_{-}0.794	102
昌河 CH 5620	17	75-4800	180-3200	5.375	6.50R15-8~10PR	4.802	V_{-}0.788	102
北京 BJ6560A2	19	52.5-3800	179.8-2500	5.83	6.50R16-8PR	5.567	V_{-}0.793	80
北京 BJ6700 DK	30	52.5-3500	220.6-2200	5.83	5.50-16-8PR	5.764	V_{-}0.794	80

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

续表

参数 / 车型	座位数	发动机最大功率/kW及转速/r/min $P_{e\max}$ /kW	发动机最大转矩/N·m及转速/r/min $T_{e\max}$ /N·m	主减速比 i_0	轮胎型号	变速器传动比 i_g 低挡	变速器传动比 i_g 高挡	最高车速 $v_{\max}$/km/h
万山 WS6600	21	68-3800	196-1800~2200	5.375	8.50R16	6.590	Ⅴ 0.795	105
北方 BFC6820	31	137-2500	630-1170~1150	3.23	245/70R19.5 无内胎	8.57	Ⅵ-1.0	120
沈飞 SFQ 6880	33	114-3000	412-1800~2500	5.285	8.25-16-14PR	7.91	Ⅴ-1.0	90
黄海 DD6890H2	39	152-2200	739-1500	4.875	8.00R20	8.35	Ⅴ-0.81	105
十铃 SR6806H SR5895T	40	98-3000	373-1200~1400	6.33	9.00-20-16PR	7.31	Ⅴ-1.0	80
黄海 DD6112H2	47	147-2100	715-1400	4.88	11.00-20	8.62	Ⅴ-1.0	82
飞碟 SP6125	51	152-2200 (137-2400)	759-1500	1.647	全钢丝子午胎 11.00R20	8.35	Ⅴ-0.81	95
上海 SK5113N	20*	154.5-2100	784.8-1200~1400	5.136	11.00R20-18PR	7.364	Ⅴ-1.0	80
京通 BJK6120	53	191-2600	830-1700	5.73	11.00-20	7.03	Ⅵ-0.81	105
黄海 DD6120H2	51	154.5-2100	784-1300	4.444	11.00R20-16PR	8.62	Ⅴ-1.0	94
北方 BFC 6120SD/2 双层	51*	191-2600	830-1600	1.547×3.478	11.00R20	7.030	Ⅵ-0.816	85
北方 BFC 6120	55	188-2500	817-1500	1.27	无内胎 11.00R22.5-14SL	8.53	Ⅵ-1.0	115
金龙 JLY6121s 双层	63	154.5-2100	784.5-1200~1400	5.73	11.00-20-18PR	8.62	Ⅴ-1.0	73

* 另有立席 30；
** 另有立席 34。

表4-8-4 一些多用途汽车(MPV)和客车的主减速比 i_0 及其他有关参数

参数 / 车型	座位数	发动机最大功率/kW 及转速/r/min $P_{max}-n_p$	发动机最大转矩/N·m 及转速/r/min $T_{max}-n_t$	主减速比 i_0	轮胎型号	变速器传动比 i_g 低档	变速器传动比 i_g 高档	最高车速 v_{max}/km/h
Trans Sport SE(美)	8	89.5-1400	237.3-2200	3.81	P205/70R15	2.84	Ⅲ-1.00	172
Astro Van LT(美)	8	112-4000	312-2400	3.47	P215/75R15	3.55	Ⅳ-0.70	160
Windstar LX(美)	7	157-4000	368-3000	3.37	P225/70R15			
Aerostar (美)	7	135-4000	303-3000	3.73	P215/70R14			
Aerostar XLT (美)		83-4600	203-2600	3.45	P205/75R14	3.55	Ⅴ-0.85	144
Town & Country 3.3L (美)	7	111.5-4800	251-3600		P225/70R15	2.84	Ⅳ-0.69	
Caravan SE(美)	7	74.6-4800	183-2800		P195/70R14	2.69	Ⅳ-1.00	
Grand Voyager LE(美)	7	104-4800	230-2600	3.22	P205/70R14	2.69	Ⅲ-1.00	157
Serena 1.8TDI(美)	5	84.3-4000	194-4000		P185/75R14	3.49	Ⅴ-3.78	
Liteace DLX(日)	8	55-4600	157-3000	4.30	175SR14			
Previa GL(日)	8	90-5300	206-4000	3.508	205/75R14			175
Prairie GLX(日)	5	58-5200	147-2800	4.187	185/75R14	3.333	Ⅴ-0.776	170
Vanette Serena SGL(日)	8	65.6-5000	172-4800	4.333	195/70R14 90S	3.327	Ⅴ-0.779	
Civilian STD(日)	26	71-3600	221-2000	6.30	7.50-16-10PR	5.238	Ⅴ-0.757	
Vanette Coach XE(日)	8	54-5500	147-3200	4.375	195/70SR14	3.592	Ⅴ-0.820	
Urvan Long Body(日)	15	61.9-5000	147-3200	4.625	185R×14C	4.22	Ⅴ-0.82	136
Space 1800GLX(日)	7	76-6000	144-3000	4.250	185/75R14	3.846	Ⅳ-0.685	175
Spacy Runner 1800GLX(日)	5							190
Isuzu WFR 12D Wagon(日)	9	70-4600	151-2600	4.555	6.00-14.5	2.785	Ⅳ-0.694	
Super Carry Stand Van(日)	8	33.5-5300	75.5-3200	5.125	5.00-12	3.652	Ⅳ-1.00	110
Mazda MPV(日)	7	115-5000	235-4000	3.900	215/65R15	3.027	Ⅳ-0.694	

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

(续)

参数 / 车型	座位数	发动机最大功率/kW 及转速/r/min P_{max}-n_p	发动机最大转矩/N·m 及转速/r/min T_{max}-n_T	主减速比 i_0	轮胎型号	变速器传动比 i_g 低挡	变速器传动比 i_g 直挡	最高车速 u_{max}/km/h
Borgo Brawny 2003Limited（日）	8	78-5600	167-3000	1.150	185SR14	3.622	Ⅴ-0.837	
Toyota Coaster（日）	25	79.1-5200	165.84-3000	6.167	5.50-16	5.429	Ⅳ-1.00	
MAN 262 FRH（德）	60	265-2200	1500-1200	4.04	285/80R22.5	7.02	Ⅶ-0.81	
Neoplan Jetliner N208（德）	29	152-2600	543-1400～1500	5.25	245/70R19.5	8.96	Ⅵ-1.00	
Ulysse EL（意）	8	89-5750	179-2500	4.529	185/65R15T	3.455	Ⅴ-2.715	177
Espace 2030 L（法）	7	86.6-6000	161-5000	3.77	195/65R15H	4.00	Ⅴ-0.86	171
Midi 30270（英）	12	55-5000	132-2800	4.50	185R14C	4.15	Ⅴ-0.86	125
Javelin 320（英）	57	179-2400	874-1500	3.73	175/80R	7.47	Ⅵ-1.00	112
Futura FHD12 260/280（荷）	28	248-2200	1310-1250	3.26	285/80R22.5	6.96	Ⅵ-1.00	125
Alaska T81GH Integra（巴）	49	216-2100	1155-1300	3.70		6.87	Ⅵ-0.85	112
Lag Galaxy（巴）	50	206-2200	1085-1300	4.625	285/80R22.5	6.37	Ⅵ-0.82	
Ikarus 284 铰接式（匈）	45*	216-2200	1139-1300	5.87	12.00R20	5.43	Ⅳ-1.00	63
Jelcz PR 110D(波)	45	228.5-2200	716.9-1400	5.85	12.00R20	7.034	Ⅵ-0.795	103
Beata 12C ST（韩）	12	53-4650	151-4000	4.778	6.00-14-8PR	4.712	Ⅴ-2.825	

* 只有站席150。

表4-2-5 一些微型和轻型载货汽车的主减速比 i_0 及其他有关参数

参数 / 车型	驱动型式	装载质量/t	总质量/t	发动机最大功率/kW 及转速/r/min P_{max}/kW	发动机最大转矩/N·m 及转速/r/min $T_{tq\,max}$/N·m	主减速比 i_0	轮胎型号	变速器传动比 i_g 低挡	变速器传动比 i_g 高挡	最高车速 v_{max}/km/h
华利 TJ1010	4×2	0.530	1.450	28.4-5500	58.8-3200	5.125	5.00-12-8PR	3.965	Ⅳ-1.00	100
华利 TJ1010A	4×2	0.530	1.450	28.4-5500	58.8-3200	5.125	5.00-12-8PR	3.965	Ⅳ-1.00	100
沈阳 SYW1010A	4×2	0.500	1.320	25.76-5500	51.45-3500~4000	5.833	5.00-12	3.128	Ⅳ-1.00	92
吉林 JL1010B	4×2	0.500	1.355	27.8-5000	56.8-3500	5.571	4.50-12-8PR	3.429	Ⅳ-1.00	93
松花江 HFJ1010	4×2	0.500	1.410	25.7-5500	52.5-3500~4000	5.125	4.50-12-8PR	3.429	Ⅳ-1.00	90
白河 CHJ1012	4×2	0.510	1.200	25.74-5500	51.48-3500	5.125 5.1428	4.50-12-8PR	3.128	Ⅳ-1.00	90
五菱 LZW1010D	4×2	0.500	1.350	25.7-5500	51.5-3500~4000	5.833	5.00-12-8PR	3.128	Ⅳ-1.00	90
五菱 LZW1010G	4×2	2人 0.280	1.300	20.58-5500	37.34-3500~4500	5.833	5.00-12	4.111	Ⅳ-1.00	85
长安 SC1010X	4×2	0.500	1.300	26.1-5500	52.4-3500	5.143	5.50-12-8PR	3.429	Ⅳ-1.0	90
北京 BJ1041QZDG	4×2	2.0	4.095	60-3800	179-2200	6.83	6.00-16	5.567	Ⅴ-0.793	80
北京 BJ1041Q4DG	4×2	2.0	4.485	62.5-3600	201-2200	5.83	6.50-16	5.567	Ⅴ-0.793	80
北京 BJ1041QGDG	4×2	2.0	4.075	57.4-3800	171.5-2500	5.83	6.50-16	5.567	Ⅴ-0.793	85
北京 BJ1041Q3DG	4×2	2.0	4.075	57.4-3800	171.5-2500	5.83	6.50-16	5.567	Ⅴ-0.793	85
金杯 SY1041DEF	4×2	2.0	4.145	64.5-3800~4000	179-3000	5.571	6.50R16	5.564	Ⅴ-0.794	87

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

（续）

参数 / 车型	驱动型式	轴载质量/t	总质量/t	发动机最大功率/kW 发动机转速/r/min P_{emax}/n_P	发动机最大转矩/N·m 发动机转速/r/min T_{emax}/n_T	主减速比 i_0	轮胎型号	变速器传动比 i_g 低挡	变速器传动比 i_g 高挡	最高车速 v_{amax}/km/h
金杯 SY1041DHFD1	4×2	2.0	4.030	64-3800～4000	173-3000	5.571	前 7.00R15 后 7.50R15	5.594	V-0.794	100
金杯 SY1041DJF1	4×2	2.0	4.113	76-4500	192-2500	5.833	6.50R16	5.866	V-0.797	95
五光 XG1041	4×2	2.0	4.033	63-3800～4000	181-2200～2500	5.83	6.50-16	5.569	V-0.794	90
跃进 NJ1041	4×2	2.0	4.475	82.5-3800～4000	175.3-2500	5.286	6.50-16-8	5.557	Ⅳ-1.02	95
依维柯 45.10	4×2	2.160	4.500	74.3～78.7-3800	210～220.5-2200	5.22	6.50R16	6.196	Ⅴ-1.02	106
江淮 HFC1041	4×2	2.00	4.350	62.5-3800	175.3-2500	5.375	6.50R16	5.557	Ⅳ-1.02	90
江淮 HFC1041K	4×2	2.00	4.500	63-3800	210-2200	5.375	6.50R16	5.557	Ⅳ-1.02	85
昌铃 LJC1040A	4×2	2.00	4.175	62.5-3800	181.5-2500	5.83	6.50-16	5.569	V-0.794	85
跃进 NJ1081D	4×2	3.00	5.955	64-3600	284-2200～2500	6.67	7.00-20	5.40	Ⅳ-1.02	85
依维柯 40.8	4×2	2.34	4.200	59-4000	161.7-2200	5.48	185/75R16	6.018	Ⅴ-1.02	100
江铃 JX1064AD	4×2	3.00	5.995	59-2800	281-2000	6.670	7.50-20	6.402	Ⅳ-1.02	70
东风 EQ1060F	4×2	3.00	5.00	71-3200	245-2200	6.17	7.50-16	4.71	V-0.78	90
解放 CA1060	4×2	2.00	5.970	65(增压 110)-4800	157(增压 244)-2800～3200	6.17 15.833	6.50-16	5.569	V-0.794	100

表2-5-6 一些中型和重型载货汽车的主减速比 i_0 及其他有关参数

参数 / 车型	驱动型式	装载质量/t	总质量/t	发动机最大功率/kW 对应转速/r/min P_{emax}/n_p	发动机最大转矩/N·m 对应转速/r/min T_{emax}/n_T	主减速比 i_0	轮胎型号	变速器传动比 i_g 低档	直档	最高车速 v_{max}/km/h
解放 CA1208P3 (CA10B)	4×2	4.5	8.025	65.52/2800	343.8-1100~1200	7.33	9.00-20	6.24	V-0.81	79
解放 CA1290	4×2	5.0	9.365	88/3000	372/1200~1400	6.77	8.25-20 12层级	7.640	Ⅳ-1.00	83
解放 CA1091 (CA141)	4×2	5.0	9.447	88/3000	372/1200~1400	6.25	9.00-20 12层级	7.640	Ⅳ-1.00	83
解放 CA1141K2T2 (CA150K4)	6×2	8.0	13.375	103-3000	392/1800~2000	6.25	9.00-20 12层级	7.640	Ⅳ-1.00	85
解放 CA1152K2T1 (CA150K2)	6×4	8.0	15.265	117-2900	431-1800~2000	6.31	9.00-20 12层级	7.640	Ⅳ-1.00	85
东风 EQ1090 (EQ140)	4×2	5.0	9.290	80.35/3000		6.33	9.00-20 10层级	7.48	V-1.33	87
东风 EQ1092E	4×2	5.0	9.310	80/3000	353/1200~1400	6.33	9.00-20 10层级	7.31	V-1.20	87
东风 EQ1093T	4×2	5.0	9.010	80/3000	353/1200~1400	6.33	9.00-20 10层级	7.31	V-1.20	90
东风 EQ1118G6DL	4×2	6.0	17.000	114-2600	539-1600	4.45	8.25R20	5.30	V-1.00	105
东风 EQ1130F	6×2	8.0	13.300	99-3000	353-1200~1400	6.83	9.00-20 10层级	7.31	V-1.00	80
东风 EQ1140E	6×4	8.0	13.710	118-3200	421-1200~1400	5.83	8.25-20 12层级	7.58	V-1.00	82
东风 EQ1141G	6×2	8.0	11.150	118-2600	583-1400	6.166	10.00R20	6.743	V-1.00	88
延安 SX1160	4×2	6.5	16.000	114-2000	765-1200	5.73	11.00-20 8层级	7.14	Ⅳ-0.76	82

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

（续）

参数 / 车型	驱动型式	装载质量/t	总质量/t	发动机最大功率/kW 转速/(r/min) P_{max} / n	发动机最大转矩/N·m 转速/(r/min) T_{max} / n	主减速比 i_0	轮胎型号	变速器传动比 i_g 低挡	高挡	最高车速 v_{max}/km/h
东风 EQ1180F	4×2	10.0	17.70	132-2000	705-1400	7.48	1.02-20	5.38	V-0.72	74
红岩 CQ1150P251A3	4×2	10.00	15.15	157-2300	785-1200~1400	7.547	12.00-20-18PR	5.62	V-1.00	75
红岩 CQ1260.51	6×4	15.15	25.20	135.5-2100	784-1350	1.93	11.00-20-18PR	8.22	V-0.77	77
红岩 CQ1260.52	6×4	15.15	25.20	161-2600	833-1650	1.65	11.00-20-18PR	7.33	Ⅴ 1.00	87
红岩 CQ1253H380	6×4	18.5	30.20	213-2100	1254-1300	1.847	12.00-20-18PR	8.46*	Ⅲ 1.00	74
长征 LZ-1250	6×6	15.00	25.52	206-2400	970-1400	3.58	11.00-20	9.93** / 6.33**	V-0.70 / V-0.85	88
北方奔驰 ND1918	4×2	8.00	15.20	141-2500	599-1500	5.92	12.00-20	9.01	Ⅳ 1.00	89
北方奔驰 ND1926	4×2	12.545	19.20	188-2500	817-1500	5.92	12.00-20	13.020	Ⅳ 1.00	93
斯太尔-斯太尔 1491.280/043	6×4	20.870	32.50	206-2100	1070-1400~1500	1.617	12.00R20	12.45	Ⅳ-1.00	85
五十铃 CYR14K	4×2	5.300	15.300	140.1-2600	686-1400	5.571	11.00-20-14PR	5.608	V-1.00	80.7
五十铃 NPR595	4×2	4.200	9.000	79-3200	275-3000		7.00-16-10PR	5.788	V-0.776	
三菱 FUSO T563	4×2	7.500	12.500	68.36-3100	343-2000	6.333	8.00-20	6.547	V-1.00	93

* 另有提高的传动比为 15.84；
** 分动器传动比：低挡为 2.03。

表4-6-7 一些越野汽车和全轮驱动汽车的主减速比 i_0 及其他有关参数

参数 / 车型	驱动型式	装载质量/t	总质量/t	发动机最大功率/kW 及转速/r/min P_{max}-n_P	发动机最大转矩/N·m 及转速/r/min T_{max}-n_T	主减速比 i_0	轮胎型号	变速器传动比 i_g 低挡	变速器传动比 i_g 高挡	分动器与副变速器传动比	最高车速 v_{max}/km/h
北京 BJ2020N	4×4	5人 (0.425)	1.940	57-3800	172-2200	4.55	5.50R16-6PR	3.715	Ⅲ-1.00	2.722/1.095	102
切诺基 BJ2021	4×4	5人 (0.522)	2.316	73.5-5000	178-2500	4.106	P215/75R15	3.921	Ⅴ-0.802	2.72/1.00	134
切诺基 BJ2021E	4×4	5人 (0.522)	2.316	85-5250	180-3200	4.106	P225/75R15 无内胎	4.03	Ⅴ-0.86	2.72/1.00	143
切诺基 BJ2021ESY	4×4	5人 (0.522)	2.084	127.3-4500	305-4000	3.55	P225/75R15 无内胎	4.03	Ⅴ-0.86	2.72/1.00	166
沈飞 SFQ2022JC	4×4	5人 (0.425)	1.988	57-3800	173-2500	4.55	子午线胎 6.50R15	3.835	Ⅳ-1.00	2.522/1.095	100
沈飞 SFQ2022JD	4×4	5人 (0.425)	2.028	57-3800	173-2500	4.55	子午线胎 215SR15	3.835	Ⅳ-1.00	2.522/1.095	100
跃进 NJ2041D	4×4	13人 (1.5)	3.550	75.76-3800	225.4-2250	6.333	8.50-15 6N	5.195	Ⅴ-1.00	1.905/1.5	93
东风 EQ2050H	4×4	1.250	6.30	88-2800	345-1600	6.17	12R18 18-22	6.82	Ⅴ-1.00	1.605/1.5	88
东风 EQ2050E	4×4	1.5	6.150	88-2800	345-1600	6.17	12R.8 18-22	6.82	Ⅴ-1.00	1.605/1.5	88
东风 EQ2081	6×6	2.5	7.940	96-3000	353~382-1200~1400	6.17	11.00-18	7.51	Ⅴ-1.00	2.05/1.08	80
东方红 LT2140T	6×6	5.0	14.00	132-2300	706-1400	7.46	13.00-20	5.38	Ⅴ-0.72	2.05/1.0	81
延安 SX2150	6×6	10.0	19.10	153.5-2000	755.2-1200	6.46	13.00-20	6.62	Ⅴ-1.00	2.147/0.955	70
延安 SX2150	6×6	7.0	19.30	206-2400	1370-1200						80

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

（续）

参数 / 车型	驱动型式	装载质量/t	总质量/t	发动机最大功率/kW 及转速/r/min P_{max} 对应	发动机最大转矩/N·m 及转速/r/min T_{max} 对应	三减速比	轮胎型号	变速器传动比 i_g 低挡	变速器传动比 i_g 高挡	分动器与副变速器传动比	最高车速 v_{max}/km/h
延安 SX 250	6×6	5.262	14.750	147.3-2300	784.8-1200	5.64	13.00-20	6.52	Ⅴ-1.00	2.147/0.955	70
红岩 CQ2250B38	6×6	12.500	25.00	213-2120	1254-1320	1.928	12.00-20-18PR	9.681	Ⅲ-1.02		68
TATRA T815-VE26 208 6×6.2	6×6	15.00	26.50	209-2200	1010-1400	3.29	11.00-20	6.36 9.36	Ⅴ-0.70 Ⅴ-0.85	2.00	89
TATRA T815-2V U26 210 6×6.2	6×6	17.600	28.50	210-2200	1030-1400	3.39	11.00-20	6.36 9.36	Ⅴ-0.70 Ⅴ-0.85	2.00	88
北方-奔驰 ND 2628A	6×6	15.00	26.00	213-2800	1060-1600	5.92	14.00-20	13.84	Ⅳ-1.00	1.433/1.00	80
北方-奔驰 ND 2628A	6×6	15.168	26.00	213-2800	1060-1600	5.82	12.00-20	13.84	Ⅱ-1.00		75.5
北方-奔驰 ND 3233A	6×6	20.00	32.00	242-2700	1800-1800	5.921	12.00-20	13.68	Ⅶ-1.00		70
斯达-斯太尔 1491.280/038	5×5	20.72	32.00	206-2400	1070-1400~1500	1.933	12.00R20 12.00-20	12.42	Ⅱ-1.00	1.75/1.0	73
东风 EQ2080E (EQ240)	5×5	2.5	7.720	99-3000	598-1200~1300	6.17	1.[illegible]	7.31	Ⅴ-1.00	2.06/1.08	83
东风 EQ2100E (EQ245)	5×5	3.5	9.700	121-3200	432-1300~1400	5.83	12-22-8	7.58	Ⅴ-1.00	2.41/1.384	82
北京 BJ2032S1	4×4	0.750		54~73-3800	173-2200	5.65	8.50-16	8.635	Ⅳ-1.00	2.522/1.395	59
解放 CA2080A (CA30A)	3×6	5.5	7.930	84.55-2800	352-1300~1500	5.5	12.00-18-8	7.70	Ⅴ-1.00	2.447/1.398	73
日野 WG400D (日)	5×5	12.00	24.180	198.72-2400	872.2-1400	5.517	11.00-20-14	6.465	Ⅴ-0.858	1.532/0.998	83
日野 WB530(H)	4×4	1.500	5.240	60.92-3000	216-2200	5.857	9.50-20-10	6.657	Ⅴ-1.00	2.332/1.348	87

（续表）

表4-6-1 些四轮驱动轿车和吉普车的主减速比 i_0 及其他有关参数

车型 \ 参数		座位数	满载质量/t	总质量/t	发动机最大功率/kW及转速/r/min P_{max}/n_p	发动机最大转矩/N·m及转速/r/min T_{max}/n_T	主减速比 i_0	轮胎型号	变速器传动比 i_g 低挡	变速器传动比 i_g 倒挡	分动器传动比 i_f	最高车速 v/km/h
Pontiac 6000STE AWD（美）		5	1.542	2.012	103-4800	248-3600	前 2.84 后 3.42	P195/70R 15	2.84	Ⅲ 1.00		182
Tempo （美）		5	1.287	1.790	70-4000	171-2200	3.06	MXL185/70R14	2.81	Ⅲ-1.00		156
Celica All Trac （日）		4	1.483	1.853	141-5000	258-3200	4.29	205/60VR14	3.58	Ⅴ-0.72		214
Corolla 4WD Estate （日）		5	1.155	1.570	60-6000	135-3600	4.562	165/70SR13	3.853	Ⅴ-3.755		155
Mitsubishi 3000 GT Z16AMNGF（日）		4	1.720		210-5000	407-3000	3.572	225/50R17	3.071	Ⅴ-2.659		
Freeda 1900 4 dr GT X（日）		5	1.140	1.610	102-5000	185-3000	4.130	185/60R14 82H	3.307	Ⅴ-2.785		197
Subaru（日）	Legacy 4WD GX	4			105-5000	189-4800	3.950	185/70R14	3.545	Ⅴ-2.781		200
	Legacy 4WD Turbo	5	1.375		147-5000	280-3600		205/60R15				
	Impreza 4WD GL	5	1.130		75-5000	127-4400		175/70HR14				
	SVX	4	1.810		165-5600	303-4800	3.700	225/60zR16	3.789	Ⅳ-2.604		
	J12 4WD GLⅡ	5	0.805		60-5600	97-3600	4.285	165/65R13	3.271	Ⅴ-2.738		155
	XT Turbo 4WD	5	1.135	1.684	103-5600	187-2800	3.454	195/60VR14	3.545	Ⅴ-2.780		191
Mazda（日）	323 4×4 LUX	4	1.105	1.659	115-6000	155-5000	4.100	185/60VR14	3.307	Ⅴ-2.785		193
	323 Station wagon GXL	5	1.120		65-5500	127-2500	4.214	175/70SR13	3.454	Ⅴ-2.717		

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

（续）

参数 / 车型	汽缸数	排量 L	总质量 kg	发动机最大功率/kW 及转速/r/min P_{max}-n	发动机最大转矩/N·m 及转速/r/min T_{max}-n	主减速比 i_0	轮胎型号	变速器传动比 i_g 低挡	变速器传动比 i_g 高挡	分动器传动比 i_f	最高车速 v_{max}/km/h
Shuttle 1.5i RT（WD（日）	4	1.396	1.640	85-6000	121-3800	4.428	Bridgestone RD108	3.382	V-0.783		167
Alsyone XT6（日）	4	1.298	1.775	108-5200	211-4000	2.36	235/60HR14	2.79	IV 0.60		
Lancer 1500 GLX（日）	4	0.989	1.414	55-6500	118-3500	4.32	MX155/70SR13	3.35	V-0.79		156
Leone 4WD Turbo（日）	4	1.164	1.682	150-5600	182-2800	3.70	175/70R13	3.545	V-0.780		182
Mercedes-Benz（德） E280	6	1.593	2.200	142-5500	270-3750		185/65R15 81V	3.81	V 0.81		218
Mercedes-Benz（德） E250 Diesel	6	1.580	2.130	83-5500	176-3200~4600	3.28	185/65R15 91T	4.25	IV-1.00		180
BMW 325ix（德）	6	1.285	1.740	98-5800	235-4300	3.64	230/60VR365	3.83	V 0.81		207
Porsche 935（德）	6	1.589	1.990	330-5500	500-5500	4.13	前 235/45VR17 后 295/40VR17	3.50	VI-0.64		304
Alfa 33 4×4 Estate（意）	5	0.968	1.450	70-5750	130-4300	4.110	175/70SR13	3.760	V 0.825		174
Range Rover Turbo D（英）	5	1.938	2.885	84-4200	248-2400	3.54	205/16	3.32	V-0.77 3.32/1.22		174
Sierra Cha Estate（英）	4	1.830	1.800	110-5700	293-3800	3.62	185/60VR14	3.36	V-0.82		191
Audi Quattro 80（德）	4	1.050	1.510	83-5600	150-3400	4.556	Dunlop SP08 175/70R14	3.545	V-0.725		196
* Grand Cherokee Base（美）	5	1.525		142-4750	305-4000	3.55	P215/75R15	3.83	IV-1.00		

* 为广告车

(续)

参数 / 车型	座位数	整备质量/t	总质量/t	发动机最大功率/kW及转速/r/min P_{emax}/kr	发动机最大转矩/N·m及转速/r/min T_{emax}/kr	干减速比 i_0	轮胎型号	变速器传动比 i_g 低挡	变速器传动比 i_g 高挡	分动器传动比 i_f	最高车速 v_{max}/km/h
*Bronco XLT（美）	6	2.160	2.724	138-3800	366-2400	3.55	P235/75R15XL	2.40	Ⅳ-0.87		
*Bronco Ⅱ（美）	6	1.539	2.040	104-4500	230-2600	5.73	P195/75R15SL	3.97	Ⅴ-0.86	2.48/1.00	
*Ramcharger（美）	6	2.081	2.721	138-4000	384-1600	3.21		2.72	Ⅲ 1.00	2.61/1.00	
*Wrangler Jeep（美）	4	1.675	2.134	65-3500	228-1600~2000	3.08	P215/75R16	4.03	Ⅴ 0.72	2.60/1.00	
*Wagoneer Limited（美）	4	1.624	2.483	129-4500	259-2500	3.54	XA4P205/75R15	2.82	Ⅳ-0.71	2.61/1.00	176
*Raider（美）	4	1.530	1.983	81-5000	152-3000	4.83	P225/75R15M—S	3.97	Ⅴ-0.86	1.94/1.00	138
*Pazel TB42（日） Hardtop	5	1.545		129-4200	325-2800	4.111	10.00R15-8	3.214	Ⅴ-0.759		
*Pazel TB42（日） Station Wagon	8	2.085									
*Pajero High Roof Wagon GLX（日）	7	1.750		78-5000	152-3000	4.875	205R15	2.816	Ⅴ-0.666		
*Land Cruiser 70 硬顶（日）	7	1.695		145-4400	363-2800	4.111	7.00-15-6PRLT				
*Yiera JLX（日）	4	1.180	1.560	70.6-5600	132.4-4000	5.125	195SR15	3.652	Ⅴ-0.795		
*Frontera 2.3TD 23DTR（德）	5	1.784	2.363	74-4200	215-2200	4.30	225/75R15	3.77	Ⅴ-0.81		147
*Monterey RS3.1 TD 41G2-TC（德）	4	1.795	2.303	84-3600	262-2000	4.55	245/75R16 1075	3.77	Ⅴ-0.81		150
*Lamborghini LM002（意）	4	3.078	3.560	330-6800	498-4500	4.11	345/50VR17	2.98	Ⅴ-0.89	2.29/1.43	180

*为吉普车。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

表 4－6－9　汽车驱动桥离地间隙　mm

车型		离地间隙
轿车	微型	120～190
	普通级	
	中级	120～230①
	高级	130～160
载货汽车	微型、轻型	190～220
	中型	210～275
	重型	230～345②
越野汽车	微型、轻型	220～280
	中型、重型	280～400③
客车	轻型	180～220
	中型、大型	210～290

①英国“旅行家”2000 型中级轿车的数据；

②白俄罗斯 БелАз－540 型(装载质量 27t)自卸汽车的数据，БелАз－548A 型(装载质量 40t)自卸汽车后桥的离地间隙达 570mm；

③捷克“布拉格”V3S 型越野汽车的数据。

(二)主减速器齿轮计算载荷的确定

除了主减速比 i_0 及驱动桥离地间隙外，另一项原始参数便是主减速器齿轮的计算载荷。由于汽车行驶时传动系载荷的不稳定性，因此要准确地算出主减速器齿轮的计算载荷是比较困难的。通常是将发动机最大转矩配以传动系最低挡传动比时和驱动车轮在良好路面上开始滑转时这两种情况下作用在主减速器从动齿轮上的转矩(T_{je}、$T_{j\varphi}$)的较小者，作为载货汽车和越野汽车在强度计算中用以验算主减速器从动齿轮最大应力的计算载荷，即

$$T_{je} = T_{e\,max} i_{TL} K_0 \eta_T / n \tag{4-6-12}$$

$$T_{j\varphi} = \frac{G_2 \varphi r_r}{\eta_{LB} i_{LB}} \tag{4-6-13}$$

式中：$T_{e\,max}$——发动机最大转矩，N·m；

i_{TL}——由发动机至所计算的主减速器从动齿轮之间的传动系最低挡传动比；

η_T——传动系上述传动部分的传动效率，取 $\eta_T = 0.9$；

K_0——由于“猛接合”离合器而产生冲击载荷时的超载系数，对于一般载货汽车、矿用汽车和越野汽车以及液力传动及自动变速的各类汽车取 $K_0 = 1$；当性能系数 f_p(见式 4－6－14 下说明)＞0 时，可取 $K_0 = 2$，或由实验决定；

n——该汽车的驱动桥数目；

G_2——汽车满载时一个驱动桥给水平地面的最大负荷(对后驱动桥来说，应考虑到汽车最大加速时的负荷增大量节)，N；

φ——轮胎对地面的附着系数，对于安装一般轮胎的公路用汽车，取 $\varphi = 0.85$；对于

越野汽车，取 $\varphi = 1.0$；对于安装专门的防滑宽轮胎的高级轿车，计算时可取 $\varphi = 1.25$；

r_r——车轮的滚动半径，m；

η_{LB}，i_{LB}——分别为由所计算的主减速器从动齿轮到驱动车轮之间的传动效率和传动比（例如轮边减速等）。

由式（4－6－12）、式（4－6－13）求得的计算载荷为最大转矩，而不是正常持续转矩，不能用它作为疲劳损坏的依据。汽车的类型很多，行驶工况又非常复杂，轿车一般在高速轻载条件下工作，而矿用汽车和越野汽车则常在高负荷低车速条件下工作，没有简单的公式可算出汽车的正常持续使用转矩。但对于公路车辆来说，使用条件较非公路车辆稳定，其正常持续转矩根据所谓平均比牵引力的值来确定，即主减速器从动齿轮的平均计算转矩 T_{jm} 为

$$T_{jm} = \frac{(G_a + G_T) r_r}{i_{LB} \eta_{LB} n}(f_R + f_H + f_p) \qquad \text{N·m} \qquad (4-6-14)$$

式中：G_a——汽车满载总重量，N；

G_T——所牵引的挂车的满载总重量，N，但仅用于牵引车的计算；

r_r——车轮的滚动半径，m；

f_R——道路滚动阻力系数，计算时对于轿车可取 $f_R = 0.010 \sim 0.015$；对于载货汽车可取 $0.015 \sim 0.020$；对于越野汽车可取 $0.020 \sim 0.035$；

f_H——汽车正常使用时的平均爬坡能力系数，通常对轿车取 0.08；对载货汽车和城市公共汽车取 $0.05 \sim 0.09$；对长途公共汽车取 $0.06 \sim 0.10$；对越野汽车取 $0.09 \sim 0.30$；

f_p——汽车或汽车列车的性能系数：

$$f_p = \frac{1}{100}\left[16 - \frac{0.195(G_a + G_T)}{T_{e\,max}}\right]$$

当 $\frac{0.195(G_a + G_T)}{T_{e\,max}} > 16$ 时，以 $f_p = 0$。

i_{LB}、η_{LB}、n、$T_{e\,max}$ 等见式（4－6－12）、式（4－6－13）下的说明。

式（4－6－12）～式（4－6－14）为主减速器从动齿轮的计算转矩，当计算主动齿轮时，应将以上各式分别除以该对齿轮的减速比及传动效率。

（三）主减速器齿轮基本参数的选择

在选定主减速比 i_0，主减速器的减速型式、齿轮类型及计算载荷以后，便可根据这些已知参数选择主减速齿轮的最主要的几项参数。

1. 主、从动齿轮齿数的选择

对于单级主减速器，首先应根据 i_0 的大小选择主减速器主、从动齿轮的齿数 z_1、z_2。为了使磨合均匀，z_1、z_2 之间应避免有公约数；为了得到理想的齿面重叠系数，其齿数之和对于载货汽车应不小于 40，对于轿车应不小于 50。当 i_0 较大时，则尽量使 z_1 取得小，以得到满意的驱动桥离地间隙。当 $i_0 \geqslant 6$ 时，z_1 可取其最小值并等于 5，但为了啮合平稳及提高疲劳强度，z_1 最好大于 5。当 i_0 较小（如等于 $3.5 \sim 5$）时，z_1 可取为 $7 \sim 12$，但这时常常会因主、从动齿轮齿数太多、尺寸太大而不能保证所要求的桥下离地间隙。

对于普通的双级主减速器来说，由于第一级的减速比如，比第二级的 i_{01} 小些（通常 $i_{02}/i_{01} \approx 1.4 \sim 2.0$），这时，第一级主动锥齿轮的齿数 z_1 可选得较大，约在 $9 \sim 15$ 范围内。第二级圆柱

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

齿轮传动的齿数和，可选在 68 ± 10 的范围内。

对于双曲面齿轮单级贯通式主减速器来说，通常其主动齿轮的最小齿数为 8。

表 4－6－10～表 4－6－12 中列出了汽车主减速器通常采用的齿数范围。经验证明，如齿数比表中所列的数字小，则重叠系数将减小，致使齿轮可能传动不平稳，此时也应检查是否有根切产生。如果齿数超过表中所列的数字，则齿轮的实际参数可能不合理，例如由于附加的分度会引起加工时间延长而使成本提高。在表中给出的范围内采用上限值（即齿数较多的值）时，传动会更平稳，耐疲劳；采用下限值时，则弯曲强度较高。轿车要求工作尽可能平稳、无噪声，两齿轮齿数和应选在 50～60 之间；对于载货汽车，齿数和可以小些，以得到高的弯曲强度，但一般希望不小于 40。

为了使表 4－6－10 更便于查阅，给出表 4－6－13。在表 4－6－13 中互为质数的齿数组合用黑体字表示，这种齿数组合的齿轮磨合均匀。

表 4－6－10　汽车驱动桥主减速器锥齿轮齿数（用于轿车）

传动比（$\frac{z_2}{z_1}$）	主动齿轮齿数（z_1）	主、从动齿轮齿数和（z_1+z_2）
2.00～2.11	17～21	50～65
2.12～2.31	16～20	50～65
2.32～2.55	15～19	50～65
2.56～2.83	14～18	50～65
2.84～3.07	13～16	50～65
3.08～3.27	11～15	45～65
3.28～3.43	10～14	40～60
3.44～3.99	9～13	40～60
4.00～4.50	8～12	40～60

表 4－6－11　汽车驱动桥主减速器主动锥齿轮齿数（用于采用半展成法* 加工时）

传动比（$\frac{z_2}{z_1}$）	推荐的主动齿轮最小齿数（z_1）	主动齿轮齿数允许范围（z_1）
2.0	17	15～19
2.5	15	12～16
3.0	11	10～14
3.5	10	9～12
4.0	9	8～10
4.5	8	7～9
5.0	7	6～9
6.0	6	5～8
7.0	6	5～7
8.0	5	5～6

* 半展成法是指大齿轮在切削时不展成，而小齿轮则用修正的展成法加工。

表 4－6－12 载货汽车驱动桥主减速器主动锥齿轮齿数

传动比($\frac{z_2}{z_1}$)	推荐的主动齿轮最小齿数(z_1)	主动齿轮齿数允许范围(z_1)
1.50～1.75	14	12～16
1.75～2.00	13	11～15
2.0～2.5	11	10～13
2.5～3.0	10	9～11
3.0～3.5	10	9～11
3.5～4.0	10	9～11
4.0～4.5	9	8～10
4.5～5.0	8	7～9
5.0～6.0	7	6～8
6.0～7.5	6	5～7
7.5～10.0	5	5～6

注 表 4－6－12 推荐用于锥齿轮副的传动比小于 2.5，大、小齿轮全用展成法加工时的载货汽车双级主减速器锥齿轮，和用于载货汽车以及重型汽车的单级主减速器锥齿轮。

表 4－6－13 汽车主减速器主、从动锥齿轮齿数的选择

z_1 / z_2/z_1	13	14	15	16	17	18	19	20	21
2.000 2.333					34	36	38	42	43
2.040 2.375					35	37	39	41	43
2.080 2.118					36	38	40	42	44
2.120 2.160				34			41	43	
2.160 2.195				35	37	39			
2.200 2.235					38	40	42	44	
2.240 2.279				36		41	43	46	
2.280 2.319				37	39		44		
2.320 2.369			35		40	42			
2.400 2.438				38		43	45		
2.400 2.438			36	39	41		46		

z_1 / z_2/z_1	13	14	15	16	17	18	19	20	21
2.440 2.479			37		42	44	47		
2.480 2.519				40		44			
2.520 2.559			38		43	45			
2.560 2.599		36		41	44				
2.600 2.639			39	42		47			
2.640 2.679		37	40		45				
2.680 2.719		38		43	46				
2.720 2.759			41	44					
2.760 2.799		39			47				
2.800 2.839			42	45	48				
2.840 2.879	37	40	43	46					

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

(续)

(二)

x_4 / x_3	8	9	10	11	12	13	14	15	16
2.880 3.[illegible]									
2.920 2.960						38	41	44	47
2.960 2.900									
3.000 3.040						39	42	45	48
3.040 3.080						40	43	46	49
3.080 3.120				34	37				
3.120 3.160						41	44	47	
3.160 3.200				35	38				
3.200 3.240						42	45	48	
3.240 3.280				36	39			49	
3.280 3.320			33			43	46		
3.320 3.360					40				
3.360 3.400				37		44			
3.400 3.440			34		41				
3.440 3.480		31		38		45			
3.480 3.520			35		42				
3.520 3.560		32		39		46			
3.560 3.600					43				
3.600 3.640			36	40		47			
3.640 3.680		33			44				
3.680 3.720			37						

x_4 / x_3	8	9	10	11	12	13	14	15	16
3.720 3.760				41	44				
3.760 3.800		34							
3.800 3.840			36	42	45				
3.840 3.880									
3.880 3.920		35	39	43	47				
3.920 3.960									
3.960 4.000	32	36	40	44	48				
4.000 4.040									
4.040 4.080		37	41	45					
4.080 4.120	33								
4.120 4.160				46					
4.160 4.200		38	42						
4.200 4.240	34			47					
4.240 4.280			43						
4.280 4.320		39							
4.320 4.360	35			48					
4.360 4.400			44						
4.400 4.440		40		49					
4.440 4.480	36		45						

2. 从动锥齿轮节圆直径及端面模数的选择

主减速器螺旋锥齿轮或双曲面齿轮从动齿轮的节圆直径，可根据该齿轮的计算转矩（见式4－6－12）、式（4－6－13），并取两式计算结果中的较小者作为计算依据），按经验公式选出：

$$d_2 = K_{d2}\sqrt[3]{T_j} \tag{4-6-15}$$

式中：d_2——从动锥齿轮的节圆直径，mm；

K_{d2}——直径系数，取 $K_{d2} = 13 \sim 16$；

T_j——计算转矩，N·m 按式（4－6－12）、式（4－6－13）求得，并取其中较小者。

对于主减速器从动锥齿轮节圆直径 d_2 的选择，有的文献还推荐了根据主减速器齿轮的弯曲强度来推导出该值的方法。

由于弯曲应力和作用在齿轮上的圆周力 P 与齿面宽 F 的比值 P/F 成正比关系，而且当变速器处于Ⅰ挡位置时，圆周力 P（可根据发动机量大转矩 $T_{e\,max}$ 或汽车满载时驱动车轮开始打滑时的转矩 $G_2\varphi r_r$ 进行计算，如式（4－6－12）、式（4－6－13）所示，但忽略该两式中的传动效率和系数 K_0 等，并取该两式计算值中较小的一个作计算圆周力 P 的依据）与齿面宽 F 的比值 P/F，对于轿车来说，应该不大于 10780 N/cm，即

$$\frac{100T_{e\,max}i_{g_1}i_0}{\frac{d_2}{2}F} \leqslant 10780\text{N/cm}\ ;\ \frac{100G_2\varphi r_r}{\frac{d_2}{2}F} \leqslant 10780 \quad \text{N/cm}$$

式中：d_2 及 F 的单位均取 cm。

另外，对于轿车来说，当Ⅰ挡的传动比 $i_{g_1} < 3$ 时，还必须具备另一条件，亦即在直接挡传递发动机的最大转矩 $T_{e\,max}$ 时，比值 P/F 应不超过 3920 N/cm，即

$$\frac{100T_{e\,max}i_0}{\frac{d_2}{2}F} \leqslant 3920 \quad \text{N/cm}$$

对于螺旋锥齿轮或双曲面齿轮来说，推荐选取 $F = 0.155d_2$，将此关系及 $\varphi = 0.85$ 代入以上有关公式并整理后得到：

当以Ⅰ挡传递 $T_{e\,max}$ 时，节圆直径 d_2 应大于或等于以下两式算得数值中的较小值，即

$$\left.\begin{aligned} d_2 &\geqslant 0.346\sqrt{T_{e\,max}i_{g_1}i_0} \quad \text{cm} \\ \text{或}\quad d_2 &\geqslant 0.346\sqrt{0.85G_2r_r} \quad \text{cm} \end{aligned}\right\} \tag{4-6-16}$$

当以直接挡传递 $T_{e\,max}$ 时

$$d_2 \geqslant 0.574\sqrt{T_{e\,max}i_0} \quad \text{cm} \tag{4-6-17}$$

最后，应取根据式（4－6－16）、式（4－6－17）所选得的 d_2 值中的较大者，作为轿车主减速器从动锥齿轮的节圆直径。在上述式中

$T_{e\,max}$——发动机最大转矩，N·m；

i_{g_1}——变速器Ⅰ挡传动比；

i_0——主减速比；

G_2——汽车在驱动桥处的称重，N；

φ——轮胎与地面的附着系数，取 $\varphi = 0.85$；

r_r——轮胎的滚动半径，m。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

从动锥齿轮节圆直径 d_2 选定后，可按 $m = d_2/z_2$ 算出大端端面模数，并用下式校核：

$$m = K_m \sqrt[3]{T_j} \tag{4-6-18}$$

式中：m——齿轮大端端面模数，mm；

K_m——模数系数，取 $K_m = 0.3 \sim 0.4$；

T_j——从动齿轮的计算转矩，N·m，按式(4-6-12)、式(4-6-13)求得，并取其中的较小值。

对于载货汽车来说，也可以按主减速器主动锥齿轮的计算转矩正。预选该齿轮的大端端面模数：

$$m = (0.598 \sim 0.692)\sqrt[3]{T_{jz}} \tag{4-6-19}$$

式中：T_{jz}——主动锥齿轮的计算转矩，N·m。

以上介绍的驱动桥锥齿轮节圆直径及端面模数的预选方法，都是根据发动机最大转矩及传动系最低挡传动比或当车轮滑转时作用在主减速器从动齿轮上的转矩来进行计算的。然而，这两种载荷工况都属于极端情况，不能代表齿轮在实际工作中的正常持续载荷。从齿轮的疲劳寿命计算来看，更合理的算法应该是根据式(4-6-14)所示的齿轮的平均计算转矩正。来确定一般汽车齿轮所需要的最小尺寸。

如文献所述，在汽车驱动桥锥齿轮的设计中，也可用主减速器锥齿轮节圆直径的初选用图(见图4-6-102～图4-6-119)来确定一般汽车(不包括常常要猛合离合器、用手操纵的有级变速的高性能汽车如赛车以及常在无路地区行驶的越野汽车)齿轮所需要的最小尺寸。这种方法是在广泛地研究了轿车主减速器齿轮性能的基础上并参考了载货汽车主减速器齿轮而获得的。研究表明，主减速器齿轮主要与最大持续载荷有关，而与汽车预期寿命期间内出现的峰值载荷关系不大。

3. 螺旋锥齿轮与双曲面齿轮齿宽 F 的选择

通常推荐圆锥齿轮与双曲面齿轮传动从动齿轮的齿宽 F 为其节锥距 A_0 的0.30倍，即 $F = 0.30A_0$，但 F 不应超过端面模数 m 的10倍，即 $F \leqslant 10m$。对于汽车工业，主减速器圆弧齿锥齿轮推荐采用：

$$F = 0.155d_2 \tag{4-6-20}$$

式中：d_2——从动齿轮节圆直径，mm。

齿面宽过大和过小，都会降低齿轮的强度和寿命。齿面宽大于上述规定，不但不能提高齿轮的强度和耐久性，还会给制造带来困难。因为齿面宽的加大只能从延长小端着手，轮齿延长的结果使小端齿沟变窄，结果使切削刀头的顶面宽或刀盘刀顶距过窄及刀尖的圆角过小，这样不但减小了齿根圆角半径从而加大了应力集中，还降低了刀具的使用寿命。如果在安装时有位置偏差或由于制造、热处理变形等原因，使齿轮工作时负荷集中于轮齿小端，则易引起小端的过早损坏和疲劳。另外，齿面宽过大也会引起装配空间的减小。

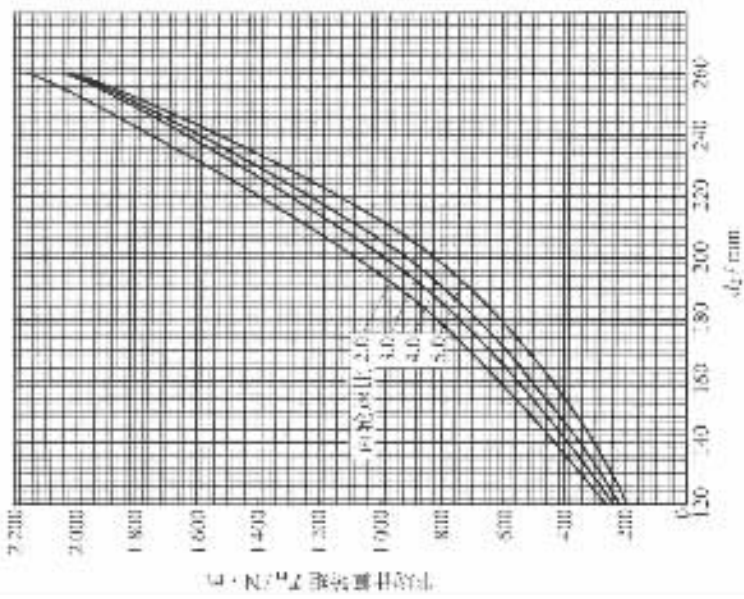


图 4－6－102 主减速器螺旋锥齿轮大齿轮节圆直径的初选用图

此线图根据下列条件绘制：1. 齿面宽约为节锥距的 30%；2. 螺旋角为 35°；3. 平均压力角为 20°；4. 刀盘半径根据式(4－6－27)选择；5. 倾根锥母线收缩齿；6. 最大弯曲应力为 206.68N/mm²

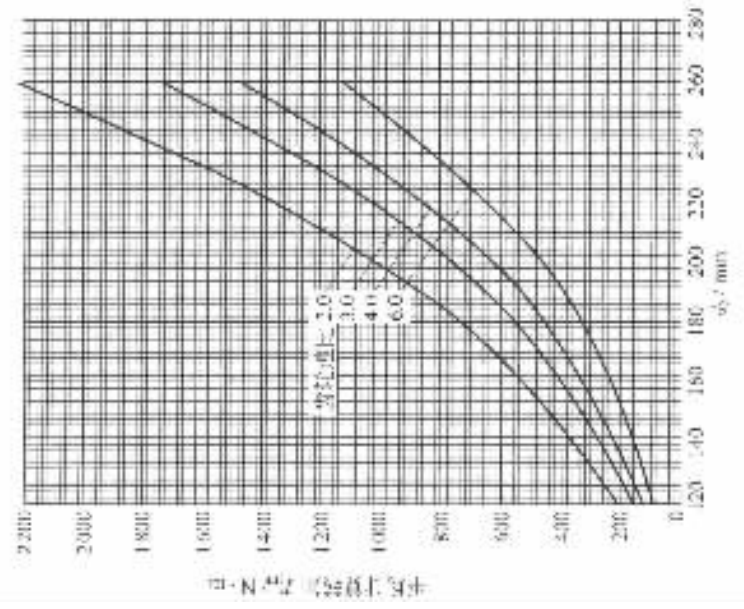


图 4－6－103 主减速器螺旋锥齿轮大齿轮节圆直径的初选用图

此线图根据下列条件绘制：1. 齿面宽约为节锥距的 30%；2. 螺旋角为 35°；3. 平均压力角为 20°；4. 刀盘半径根据式(4－6－27)选择；5. 倾根锥母线收缩齿；6. 最大接触应力为 1722.55N/mm²

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

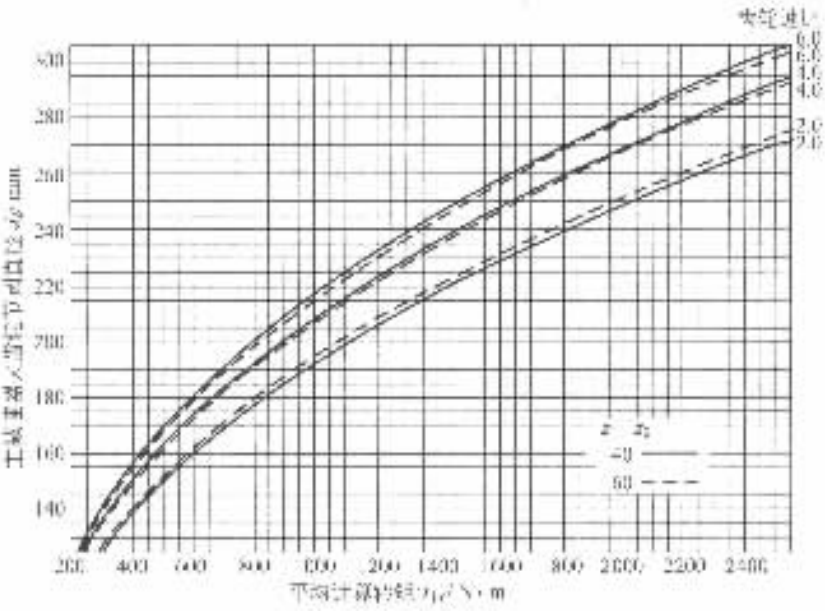


图 4－6－104　**轿车主减速器螺旋锥齿轮的大齿轮近似节圆直径和平均计算转矩的关系**

（平均压力角 20°**，螺旋角按式**（4－6－21）**，根据弯曲强度计算）**

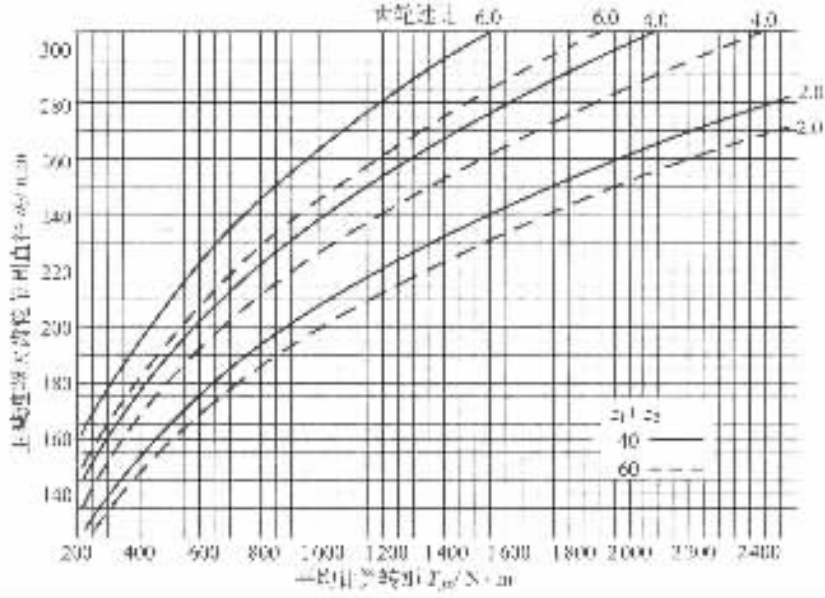


图 4－6－105　**轿车主减速器螺旋锥齿轮的大齿轮近似的节圆直径和平均计算转矩的关系**

（平均压力角 20°**，螺旋角按式**（4－6－21）**，根据接触强度计算）**

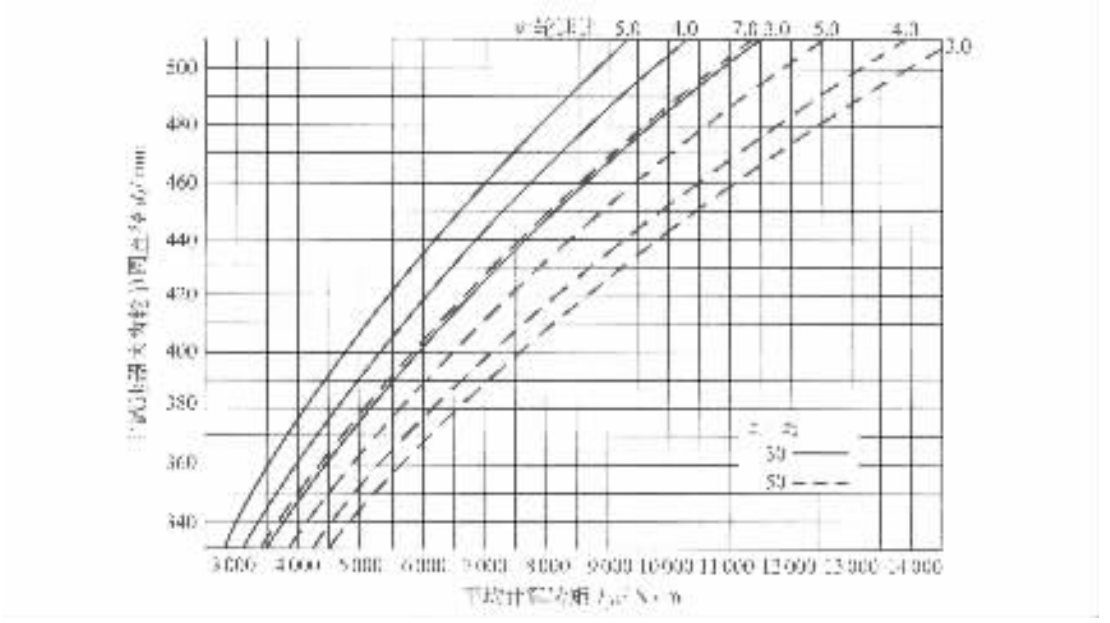


图 4－6－106 单级减速的重型载货汽车和拖拉机主减速器螺旋锥齿轮的大齿轮近似的节圆直径和平均计算转矩的关系

（平均压力角 22°30′，螺旋角按式（4－6－21），根据弯曲强度计算）

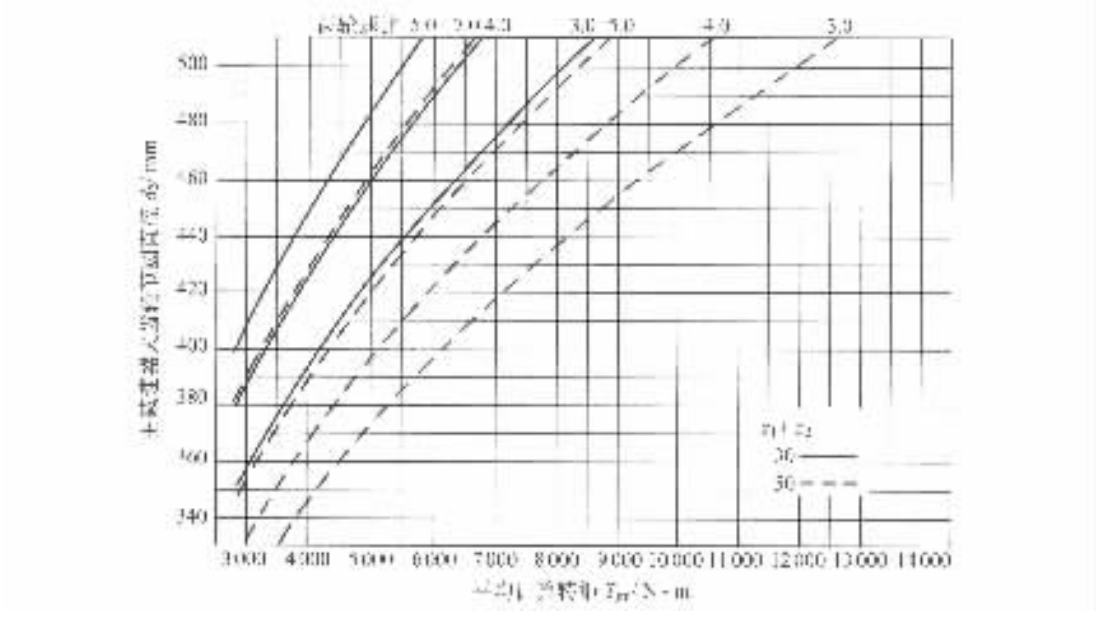


图 4－6－107 单级减速的重型载货汽车和拖拉机主减速器螺旋锥齿轮的大齿轮近似的节圆直径和平均计算转矩的关系

（平均压力角 22°30′，螺旋角按式（4－6－21），根据接触强度计算）

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

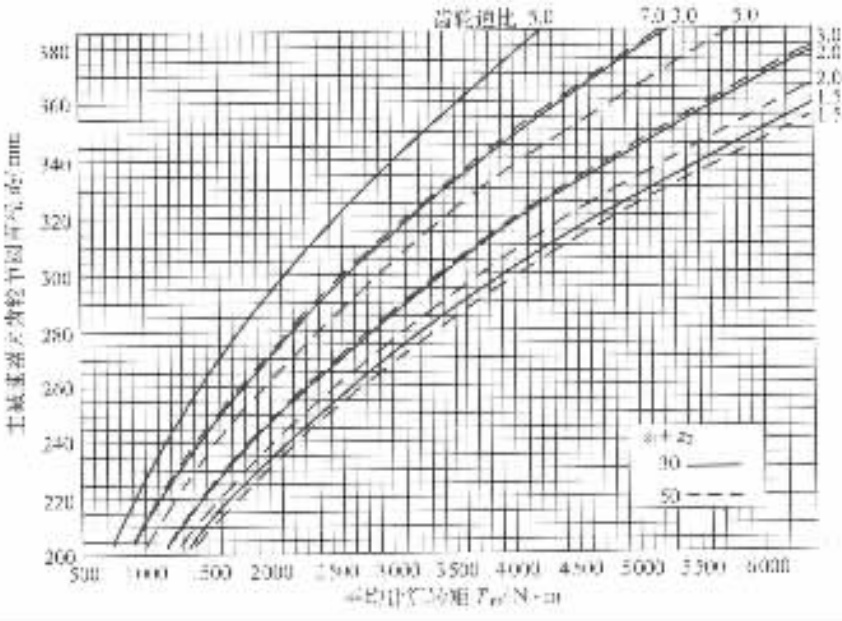


图 4－6－108　双级减速的重型载货汽车和拖拉机以及单级减速的中型载货汽车主减速器螺旋锥齿轮的大齿轮近似的节圆直径和大齿轮平均计算转矩的关系

（平均压力角 22°30′，螺旋角按式（4－6－21）。根据弯曲强度计算）

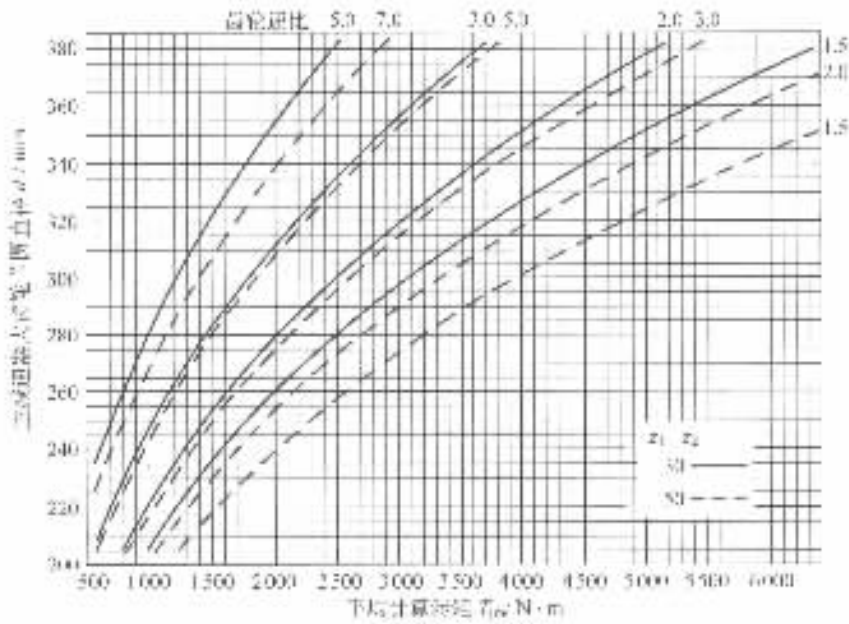


图 4－6－109　双级减速的重型载货汽车和拖拉机以及单级减速的中型载货汽车主减速器螺旋锥齿轮的大齿轮近似的节圆直径和平均计算转矩的关系

（平均压力角 22°30′，螺旋角按式（4－6－21），根据接触强度计算）

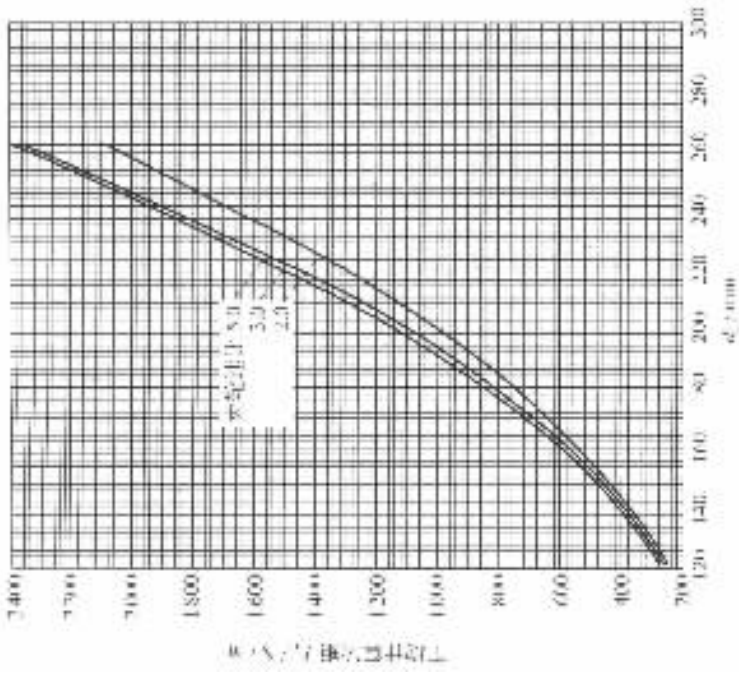


图 4－6－110 主减速器双曲面大齿轮节圆直径的初选用图

此线图根据下列条件绘制：1. 齿面宽约为节锥距的 30%；2. 小齿轮偏移距约为大齿轮直径的 15%；3. 小齿轮螺旋角根据式(4－6－21)选择；4. 平均压力角为 19°；5. 刀盘半径根据式(4－6－27)选择；6. 倾根锥母线收缩齿；7. 最大弯曲应力为 206.68N/mm²

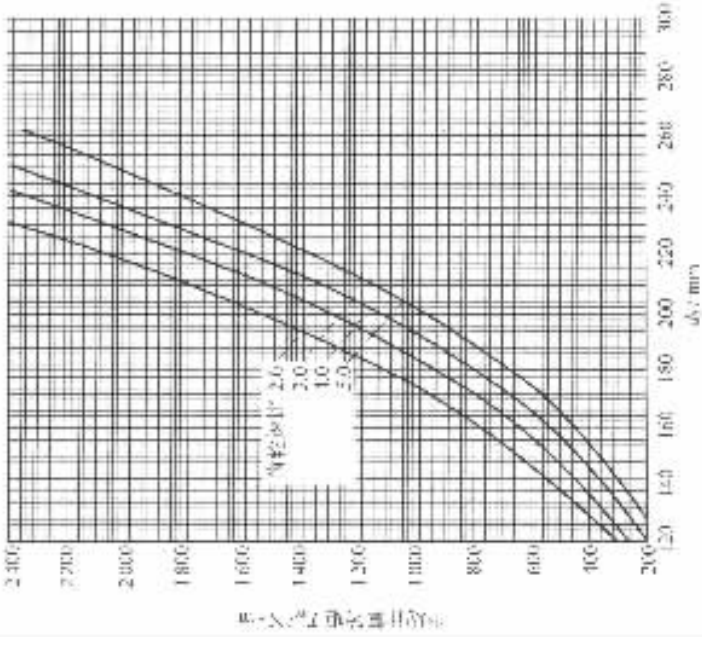


图 4－6－111 主减速器双曲面大齿轮节圆直径初选用图

此线图根据下列条件绘制：1. 齿面宽约为节锥距的 30%；2. 小齿轮偏移距约为大齿轮直径的 15%；3. 小齿轮螺旋角根据式(4－6－21)选择；4. 平均压力角为 19°；5. 刀盘半径根据式(4－6－27)选择；6. 倾根锥母线收缩齿；7. 最大接触应力为 1.722.55N/mm²

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

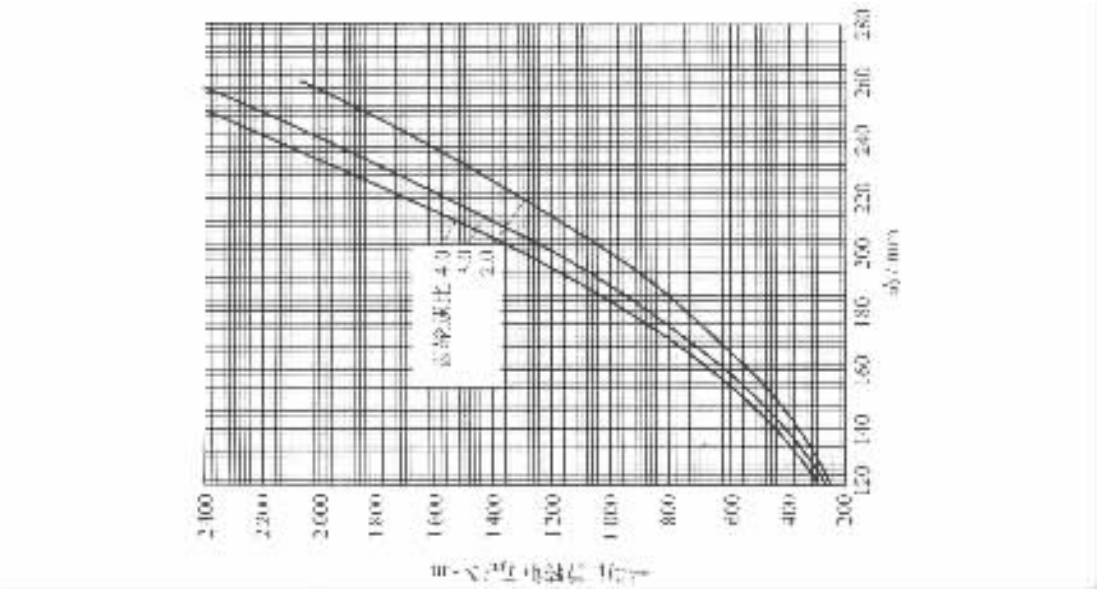


图 4－6－112　主减速器双曲面大齿轮节圆直径的初选用图

此线图根据下列条件绘制：1. 齿面宽约为节锥距的 30%；2. 小齿轮偏移距约为大齿轮直径的 22%；3. 小齿轮螺旋角根据式(4－6－21)选择；4. 平均压力角为 19°；5. 刀盘半径根据式(4－6－27)选择；6. 倾根锥母线收缩齿；7. 最大弯曲应力为 206.68N/mm²

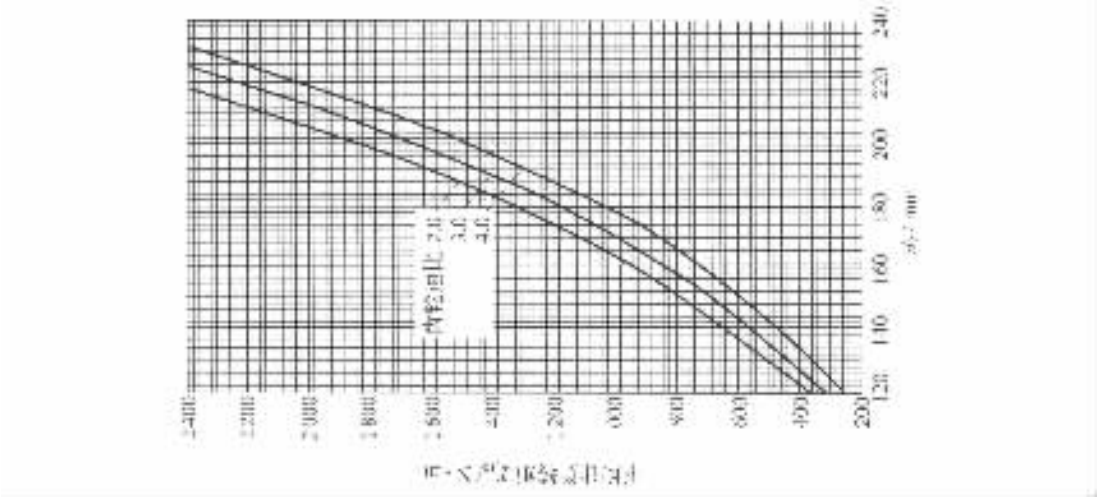


图 4－6－113　主减速器双曲面大齿轮节圆直径的初选用图

此线图根据下列条件绘制：1. 齿面宽约为节锥距的 30%；2. 小齿轮偏移距约为大齿轮直径的 22%；3. 小齿轮螺旋角根据式(4－6－21)选择；4. 平均压力角为 19°；5. 刀盘半径根据式(4－6－27)选择；6. 倾根锥母线收缩齿；7. 最大接触应力为 1722.55N/mm²

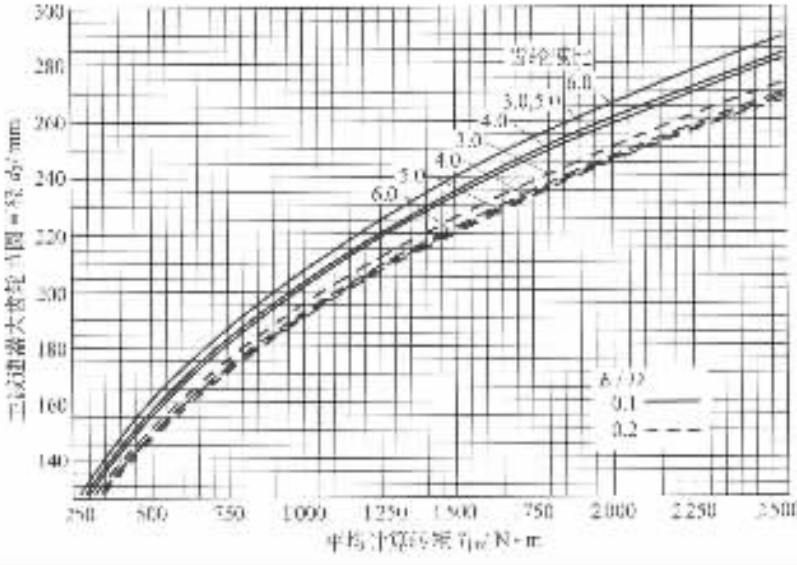


图 4－6－114 轿车主减速器双曲面齿轮的大齿轮近似的节圆直径和平均计算转矩的关系

（大小齿轮齿数和 40，平均压力角 19°，小齿轮螺旋角按式（4－6－21），根据弯曲强度计算）

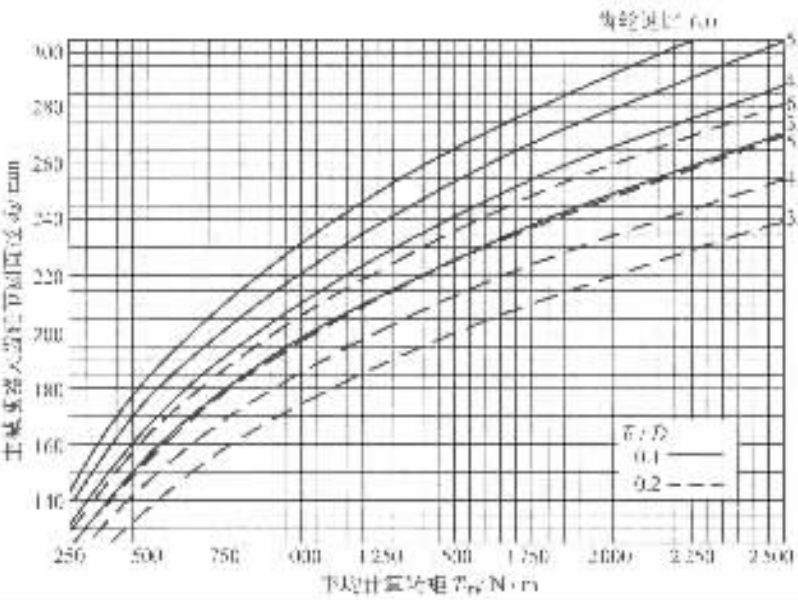


图 4－6－115 轿车主减速器双曲面齿轮的大齿轮近似的节圆直径和平均计算转矩的关系

（大小齿轮齿数和 40，平均压力角 19°，小齿轮螺旋角按式（4－6－21），根据接触强度计算）

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

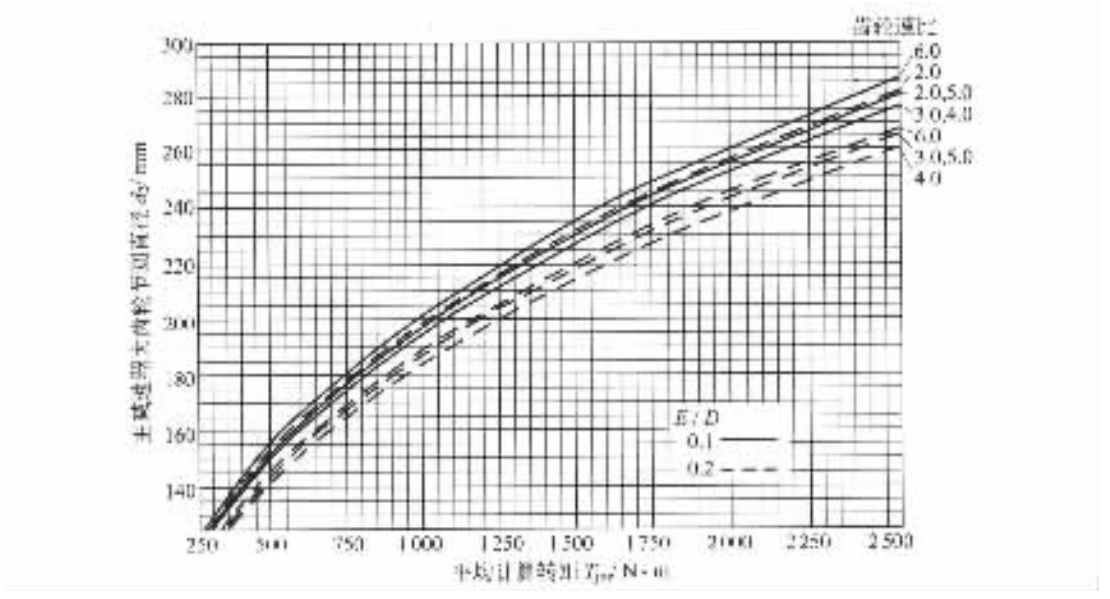


图 4－6－116　轿车主减速器双曲面齿轮的大齿轮近似的节圆直径和平均计算转矩的关系

（大小齿轮齿数和 60，平均压力角 19°，小齿轮螺旋角按式（4－6－21），根据弯曲强度计算）

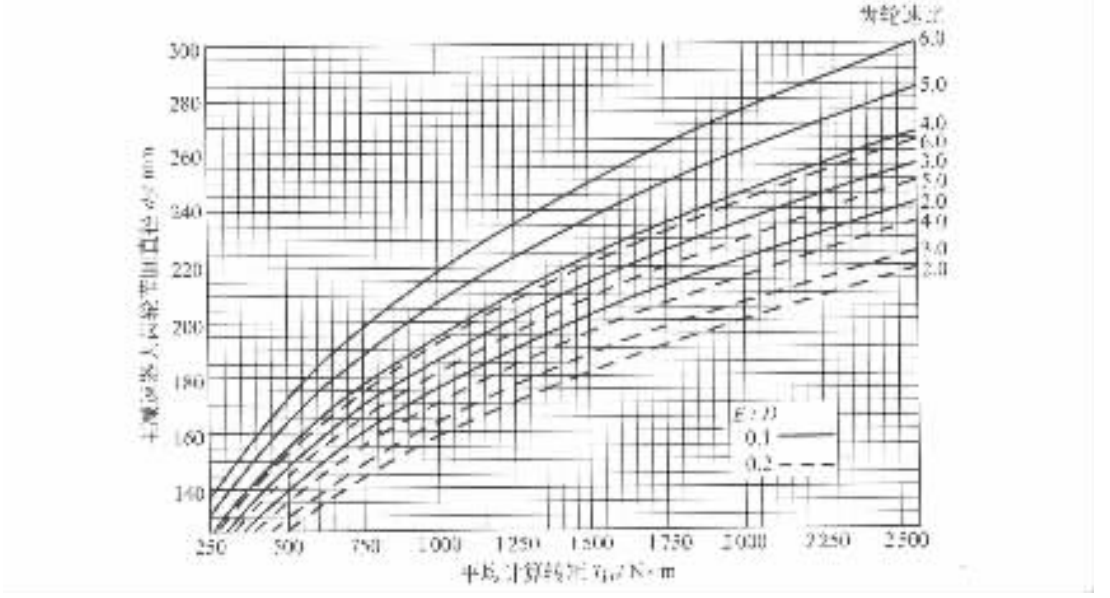


图 4－6－117　轿车主减速器双曲面齿轮的大齿轮近似的节圆直径和平均计算转矩的关系

（大小齿轮齿数和 60，平均压力角 19°，小齿轮螺旋角按式（4－6－21），根据接触强度计算）

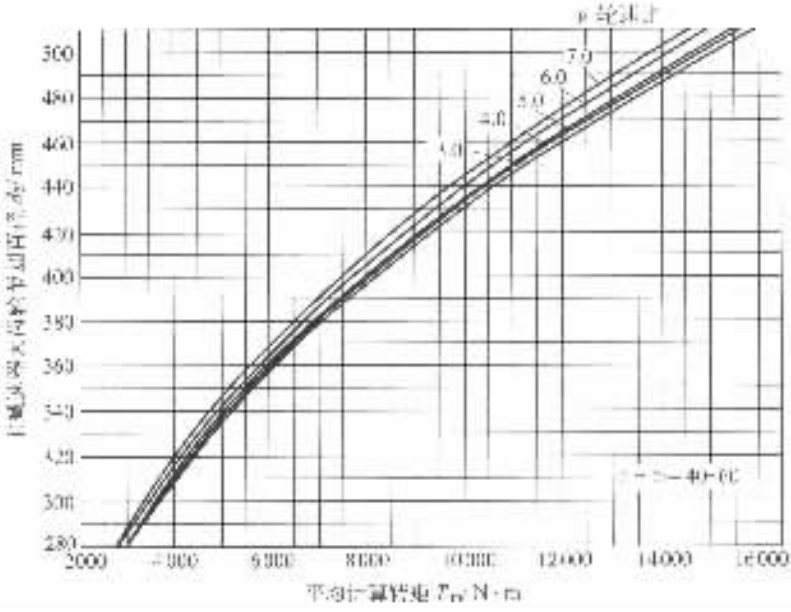


图 4－6－118 单级减速的重型载货汽车和拖拉机主减速器双曲面齿轮的大齿轮近似的节圆直径和平均计算转矩的关系

（平均压力角 22°30′，小齿轮偏移矩对大齿轮节圆直径之比为 0.1，小齿轮螺旋角按式（4－6－21），根据弯曲强度计算）

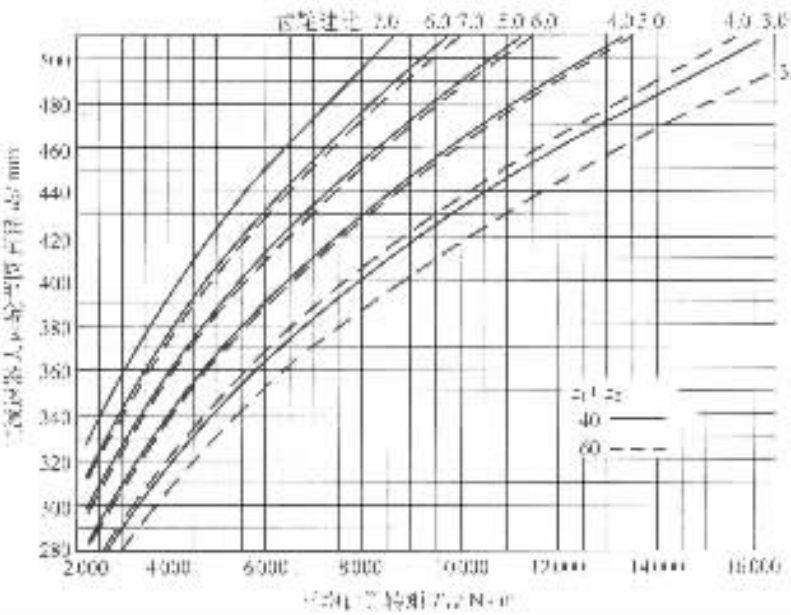


图 4－6－119 单级减速的重型载货汽车和拖拉机主减速器双曲面齿轮的大齿轮近似的节圆直径和平均计算转矩的关系

（平均压力角 22°30′，小齿轮偏移矩与大齿轮节圆直径之比为 0.1，小齿轮螺旋角按式（4－6－21），根据接触强度计算）

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

一般习惯是使螺旋锥齿轮的小齿轮齿面宽比大齿轮的齿面宽稍大，使其在大齿轮轮齿两端都超出一些。通常小齿轮的齿面宽加大 10% 较为合适。小齿轮轮齿的这种加长，改善了小齿轮轮齿强度，因而允许小齿轮轮齿略减薄，大齿轮轮齿略加厚，这样会给加工带来好处，因为小齿轮轮齿减薄，允许采用刀顶距宽的小齿轮刀盘，同时保证了大小齿轮间的强度均衡。另外，由于双曲面齿轮的几何特性，双曲面小齿轮齿面宽比大齿轮齿面宽要大。而汽车差速器行星齿轮的齿面宽一般比半轴齿轮的齿面宽要小。

在‘奥利康’制等高齿锥齿轮上，由于其延伸外摆线齿线的曲率变化比圆弧齿锥齿轮的圆弧齿线更大，因此，齿面宽更不宜过大，以免使大、小端螺旋角相差太悬殊而影响其工作性能；而且齿面宽过大对轮齿强度也无好处。一般可取 $F=(0.25\sim0.30)A_0$，最好取 $F=\frac{1}{3.5}A_0=0.285A_0$。

4. 双曲面小齿轮偏移距及偏移方向的选择

在双曲面齿轮传动中，小齿轮中心线对大齿轮中心线的偏移距 E（见图 4－6－120）的大小及偏移方向是该传动的重要参数。

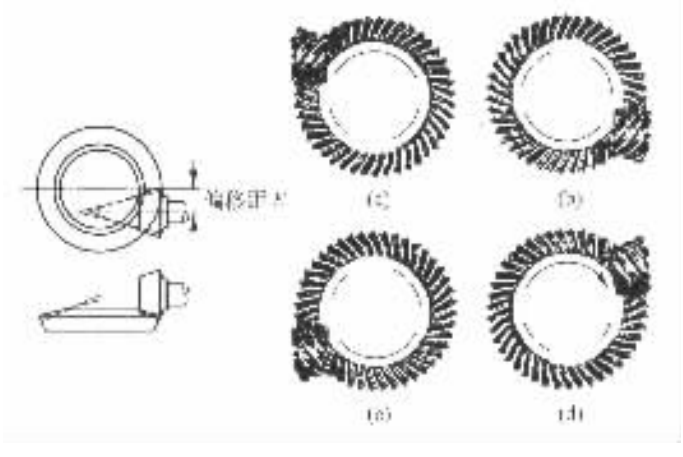


图 4－6－120　双曲面齿轮的偏移距和偏移方向

(a)，(b) 主动齿轮左旋，从动齿轮右旋——下偏移；(c)，(d) 主动齿轮右旋，从动齿轮左旋——上偏移

选择 E 值时应考虑到：E 值过大，将导致齿面纵向滑动的增大，从而引起齿面的早期磨损或擦伤；E 值过小则不能充分发挥双曲面齿轮的特点。对轿车、轻型载货汽车的主减速器来说，E 值不应超过从动齿轮节锥距 A_0 的 40%（接近于从动齿轮节圆直径 d_2 的 20%）；而对中型及以上的载货汽车，越野汽车和公共汽车等重负荷传动，E 值则不应超过从动齿轮节锥距 A_0 的 20%（或取 E 值为从动齿轮节圆直径 d_2 的 10%～12%，且一般不应超过 12%）。传动比愈大则偏移距 E 也应愈大，大传动比的双曲面齿轮传动，偏移距 E 可达从动齿轮节圆直径的 20%～30%。但当偏移距 E 大于从动齿轮节圆直径的 20% 时，应检查是否存在根切。

双曲面齿轮偏移方向的规定如图 4－6－120 所示，由从动齿轮的锥顶向其齿面看去并使主动齿轮处于右侧，这时如果主动齿轮在从动齿轮中心线上方，则为上偏移，在从动齿轮中心线的下方则为下偏移。双曲面齿轮的偏移方向与其齿轮的螺旋方向之间有一定的关系：下偏移时主动齿轮的螺旋方向总是左旋，从动齿轮为右旋；上偏移时主动齿轮的螺旋方向为右旋，从动齿轮为左旋。

5. 螺旋角 β 的选择

螺旋锥齿轮与双曲面齿轮的螺旋角 β 是在节锥表面的展开图上定义的。如图 4－6－121 所示，齿线上任一点 C 处的螺旋角，是该点处的切线 T 与该点和节锥顶点的连线 OL 之间的夹角。

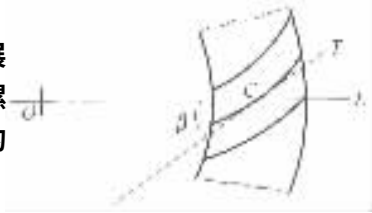


图 4－6－121 螺旋角（在节锥表面的展开图上）

螺旋锥齿轮与双曲面齿轮的螺旋角是沿节锥齿线变化的，大端的螺旋角 β_0 较大，小端的螺旋角 β_i 较小，齿面宽中点处的螺旋角 β_m 称为齿轮的中点螺旋角，也是该齿轮的名义螺旋角。

螺旋锥齿轮传动主、从动齿轮的中点螺旋角或名义螺旋角是相等的。而对于双曲面齿轮传动，由于主动齿轮相对于从动齿轮有了偏移距，使主、从动齿轮的名义螺旋角不相等，且主动齿轮的大，从动齿轮的小。选择齿轮的螺旋角时，应考虑它对齿面（或纵向）重叠系数 m_F（图 4－6－122）、轮齿强度和轴向力的大小的影响。螺旋角应足够大以使 m_F 不小于 1.25。因 m_F 愈大，传动就愈平稳，噪音就愈低。对轿车应使 $m_F \geqslant 1.5 \sim 1.8$。当 $m_F \geqslant 2.0$ 时可得到很好的结果。螺旋角过大会引起轴向力亦过大，因此应有一个适当的范围，以使齿轮的轴向力不太大而又得到尽可能大的重叠效果。

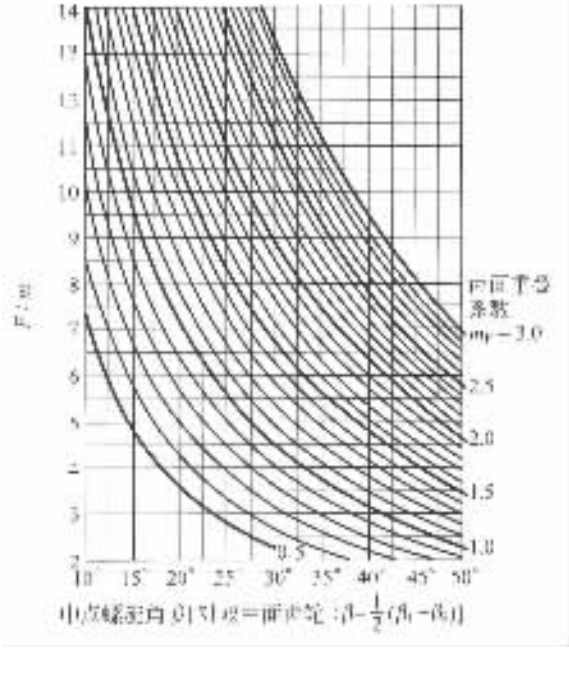


图 4－6－122 齿面重叠系数 m_F（当 $\frac{F}{A_0}=0.3$ 时）

汽车主减速器锥齿轮的螺旋角（对双曲面齿轮则是大、小齿轮中点螺旋角的平均值）多在 $\beta_m = 35° \sim 40°$ 范围内。轿车应选用较大值，以保证有较大的 m_F，以使运转平稳、噪音低。载货汽车选用较小值以防止轴向力过大。通常，螺旋锥齿轮用 35°的居多。在一般机械制造用的标准制中（$z_1 \geqslant 12$），中点螺旋角推荐用 35°。

“格里森”制推荐用下式来近似地预选主动齿轮螺旋角的名义值：

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

$$\beta'_1 = 25° + 5°\sqrt{\frac{z_2}{z_1}} + 90°\frac{E}{d_2} \tag{4-6-21}$$

式中：β'_1——主动齿轮的名义(中点)螺旋角的预选值；

z_1，z_2——主、从动齿轮齿数；

d_2——从动齿轮的节圆直径，mm；

E——双曲面齿轮的偏移距，mm；对螺旋锥齿轮取 $E=0$。

对于"格里森"制圆弧齿螺旋锥齿轮，预选 J9 后尚需用刀号来加以校正。首先要求出近似刀号：

$$\text{近似刀号} = \frac{\delta_1 + \delta_2}{20}\sin\beta'_1 \tag{4-6-22}$$

式中：δ_1，δ_2——主、从动齿轮的齿根角，以"分"表示。

按近似刀号选取与其最接近的标准刀号(计有：$\frac{1}{2}$，$1\frac{1}{2}$，$2\frac{1}{2}$，$3\frac{1}{2}$，…，$20\frac{1}{2}$)，然后按选定的标准刀号反算螺旋角 β：

$$\beta = \arcsin\left(\frac{20 \times \text{标准刀号}}{\delta_1 + \delta_2}\right) \tag{4-6-23}$$

所得的 β 值应按图 4-6-122 来检验 m_F 的大小，应使 $m_F \geqslant 1.25$。该图的纵坐标 F/m 是齿面宽与模数之比。

最后选用的 β_1 与 β'_1 之差不得超过 5°。

对于双曲面齿轮传动，当确定了主动齿轮的螺旋角之后，可用下式近似地确定从动齿轮的名义螺旋角：

$$\beta_2 = \beta_1 - \varepsilon \tag{4-6-24}$$

式中：ε——双曲面齿轮传动偏移角的近似值，

$$\sin\varepsilon \approx \frac{E}{\frac{d_2}{2} + \frac{F}{2}} \tag{4-6-25}$$

E——双曲面齿轮的偏移距，mm；

d_2——双曲面从动齿轮的节圆直径，mm；

F——双曲面从动齿轮的齿面宽，mm。

双曲面齿轮传动的平均螺旋角为

$$\beta = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \tag{4-6-26}$$

6. 螺旋方向的选择

螺旋锥齿轮和双曲面齿轮的螺旋方向指的是轮齿节锥齿线的曲线弯曲方向，分为"左旋"与"右旋"两种。如图 4-6-123 所示，判断左、右旋向时应从齿轮锥顶对着其齿面看去，如果轮齿从小端至大端的走向为顺时针方向，则称为右旋齿，反时针则称为左旋齿。主、从动齿轮的螺旋方向是不同的。

螺旋锥齿轮与双曲面齿轮在传动时所产生的轴向力，其方向取决于齿轮的螺旋方向和旋转方向。判断齿轮的旋转方向是顺时针还是反时针时，要向齿轮的背面看去。而判断轴向力的方向时，则可用左、右手法则判断，左旋齿轮的轴向力的方向用左手法则判断；右旋齿轮的轴向力的方向用右手法则判断。判断时伸直拇指的指向为轴向力的方向，而其他手指握起来后

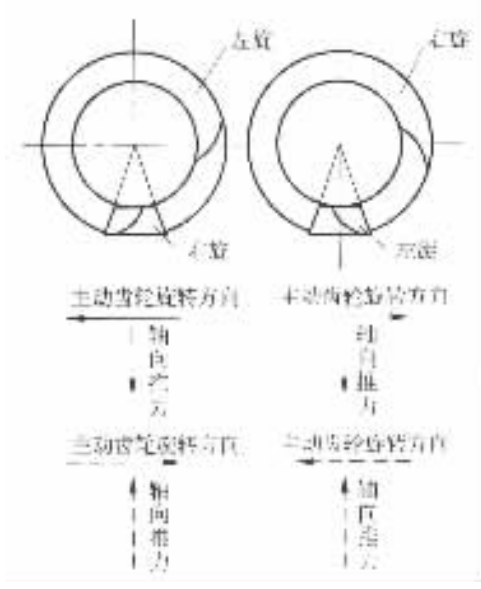


图 4－6－123 螺旋锥齿轮与双曲面齿轮的螺旋方向及轴向推力

的指向就是齿轮旋转方向(见图 4－6－123)。

7. 法向压力角 α 的选择

加大压力角可以提高轮齿的强度、减少齿轮不产生根切的最小齿数。但对尺寸小的齿轮，大压力角易使齿顶变尖及刀尖宽度过小，并使齿轮的端面重叠系数下降。所以对轻负荷齿轮一般采用小压力角，使齿轮运转平稳，噪音低。对“格里森”制主减速器螺旋锥齿轮来说，规定轿车选用 14°30′或 16°的法向压力角；载货汽车选用 20°的压力角；重型载货汽车可选用 22°30′的压力角。而“奥利康”制规定：当使用新型的 EN 型标准铣刀盘时，α 取 20°；当使用旧型的 TC 型标准刀盘时，α 取 17°30′。对双曲面齿轮来说，虽然大齿轮轮齿两侧齿形的压力角是相等的，但小齿轮轮齿两侧的压力角不相等，因此，其压力角按平均压力角考虑。在车辆驱动桥主减速器的“格里森”制双曲面齿轮传动中，轿车选用 19°的平均压力角；载货汽车选用 22°30′的平均压力角。当小齿轮齿数 $z_1 \geqslant 8$ 时，其平均压力角则选用 21°15′。

双曲面小齿轮轮齿两侧的压力角如自然形成不相等时，则齿轮副在正反两个方向旋转时的啮合线长度是一样的。而人为地控制使压力角不相等时，可使正、反两方向旋转时的啮合线长度不相等。近年来的趋势是减小驱动侧(小齿轮轮齿凹面)压力角，以增大该侧的啮合线长度。这种做法增大了重叠系数，因而改善了传动的运转平稳性，降低了噪音。通常，在无明显根切的条件下使小齿轮轮齿凹面压力角比其自然形成的压力角减小 2°，可显著改善传动性能。但任何时候都不应把驱动侧的压力角减小到使轴向力将小齿轮推向大齿轮。驱动侧的压力角不得小于 10°。为了避免非工作面压力角过大，现代轿车用的“格里林”制双曲面齿轮的平均压力角为 19°。当双蛆面齿轮压力角较自然形成的压力角相差 2°以上或小齿轮轮齿两侧压力角之差达 2°以上时，应检查是否产生根切。

延伸外摆线齿双曲面齿轮刀盘的刀齿平均压力角为 20°或 22°30′。

8. 圆弧齿锥齿轮铣刀盘名义直径的选择

“格里森”制(圆弧齿)螺旋锥齿轮与双曲面齿轮铣刀盘的名义直径 $2r_d$ 是指通过被切齿轮齿间中点的假想同心圆的直径。选择时通常是兼顾两个方面，即设计及使用提出的最合适的

齿向曲率以及加工时用最经济的刀盘直径。

为了减少刀盘的规格，把刀盘名义直径标准化了，并规定每一种名义直径的刀盘，可加工一定尺寸范围的圆弧齿锥齿轮。

可用下式初步估算刀盘的名义直径：

$$2r_d = \sqrt{2K^2A_0^2 - A_m^2(2-\sin^2\beta_2)} + A_m\sin\beta_2 \quad \text{mm} \tag{4-6-27}$$

式中：K——系数，选取 0.9～1.1 范围内的某值，以使 $2r_d$ 为标准值；

A_0，A_m——分别为从动齿轮的节锥距和中点锥距，mm；

β_2——从动齿轮的螺旋角。

按上式初步估算值在表 4－6－14 中选出其最接近的刀盘名义半径的标准值，或按从动齿轮节圆直径 d_2 直接在该表中选取刀盘名义半径。

表 4－6－14　圆弧齿锥齿轮铣刀盘名义直径的选择

从动齿轮节圆直径 d_2		刀盘半径 r_d		从动齿轮节圆直径 d_2		刀盘半径 r_d	
in	mm	in	mm	in	mm	in	mm
3.000～5.250	75～135	1.750	44.450	6.500～11.250	165～285	3.750	95.250
3.875～6.750	100～170	2.250	57.150	7.750～13.500	195～345	4.500	114.300
4.250～7.500	110～190	2.500	63.500	10.250～18.000	260～455	6.000	152.400
5.125～9.000	130～230	3.000	76.200	13.750～24.000	350～610	8.000	203.200
5.375～9.375	135～240	3.125	79.375	18.000～31.500	455～800	10.500	266.700

9. 双级主减速器和轮边减速器的圆柱齿轮基本参数的选择

双级主减速器和普通圆柱齿轮式轮边减速器的圆柱齿轮副中心距 A 及齿宽 b 可按如下经验公式预选：

$$A \approx (10.51 \sim 11.92)\sqrt[3]{T_{jz}} \quad \text{mm}$$

$$b \approx (0.38 \sim 0.41)A \quad \text{mm}$$

式中：T_{jz}——该圆柱齿轮副主动齿轮的计算转矩，N·m。

斜齿圆柱齿轮的螺旋角 β 值，可选择在 16°～20°范围内。

对于圆柱行星齿轮式轮边减速器来说，当太阳轮（中心齿轮）为主动件时，太阳轮与行星齿轮的中心距 A，太阳轮的齿宽 b_T 和行星齿轮的齿宽 b_X 可按如下经验公式预选：

$$A \approx (6.07 \sim 7.94)\sqrt[3]{T_{jz}/N} \quad \text{mm}$$

$$b_T \approx (0.61 \sim 0.96)A \quad \text{mm}$$

$$b_X \approx (0.55 \sim 0.87)A \quad \text{mm}$$

式中：T_{jz}——作用在太阳轮上的计算转矩，N·m；

N——行星齿轮数目；

A——太阳轮与行星齿轮的中心距，mm：

b_T，b_X——分别为太阳轮和行星齿轮的齿宽，mm。

(四)主减速器圆弧齿及延伸外摆线齿螺旋锥齿轮与双曲面齿轮的几何尺寸计算

螺旋锥齿轮与双曲面齿轮的基本参数确定以后,即可分别按其计算用表进行几何尺寸计算。

1. 主减速器圆弧齿螺旋锥齿轮的几何尺寸计算

汽车主减速器圆弧齿(即'格里森'制)螺旋锥齿轮的几何尺寸计算步骤见表 4-6-15。

表 4-6-15 圆弧齿螺旋锥齿轮的几何尺寸计算用表

序号	项目	计算公式	序号	项目	计算公式
(1)	主动齿轮齿数	z_1	(14)	齿根高	$h_1^f=h-h_1^a$；$h_2^f=h-h_2^a$
(2)	从动齿轮齿数	z_2	(15)	径向间隙	$c=h-h_a$
(3)	端面模数	m	(16)	齿根角	$\delta_1=\arctan\frac{h_1^f}{A_1}$ $\delta_2=\arctan\frac{h_2^f}{A_2}$
(4)	齿面宽	$F=0.156d_{z1}$；$F\leq 10m$	(17)	面锥角	$\gamma_{a1}=\gamma_1+\delta_1$；$\gamma_{a2}=\gamma_2+\delta_2$
(5)	齿工作高	$h_e=H_1m$； H_1 见表 3-16、3-17	(18)	根锥角	$\gamma_{f1}=\gamma_1-\delta_1$；$\gamma_{f2}=\gamma_2-\delta_2$
(6)	齿全高	$h=H_2m$； H_2 见表 3-16、3-17	(19)	外圆直径	$d_{a1}=d_1+2h_1^a\cos\gamma_1$ $d_{a2}=d_2+2h_2^a\cos\gamma_2$
(7)	法向压力角	$\alpha=\begin{cases}14°30'\text{或}16°\text{——轻卡}\\22°\quad\text{载货汽车}\\25°30'\text{——重型汽车}\end{cases}$	(20)	节锥顶点至齿轮外缘距离	$x_1=\frac{d_2}{2}-h_1^a\sin\gamma_1$ $x_2=\frac{d_1}{2}-h_2^a\sin\gamma_2$
(8)	轴交角	$\Sigma=90°$	(21)	理论弧齿厚	$s_1=\pi-S_2$；$s_2=\pi-S_1$ m S_1 见表 3-18
(9)	节圆直径	$d_1=mz_1$；$d_2=mz_2$	(22)	齿侧间隙	B(查表 3-19)
(10)	节锥角	$\gamma_1=\arctan\frac{z_1}{z_2}$ $\gamma_2=\arctan\frac{z_2}{z_1}$ $=90°-\gamma_1$	(23)	螺旋角	β(按式 3-18~式 3-21 选择)
(11)	节性距	$A_1=\frac{d_1}{2\sin\gamma_1}=\frac{d_2}{2\sin\gamma_2}$	(24)	螺旋方向	在一般情况下主动齿轮为左旋,从动齿轮为右旋,以使二齿轮的轴向力有一个相互离开的趋势
(12)	周节	$t=3.1416m$	(25)	主动齿轮	小齿轮
(13)	齿顶高	$h_1^a=h_a-h_2^f$；$h_2^a=h_am-h_1^f$ 见表 3-16、表 3-17	(26)	旋转方向	向齿轮背面看去,通常主动齿轮为顺时针,从动齿轮为反时针

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

表 4－6－16、表 4－6－17 给出了齿工作高系数 H_1、齿全高系数 H_2，大齿轮齿顶高系数 K_a 的推荐值。表 4－6－18 给出了大齿轮理论弧齿厚系数 S_k。

表 4－6－16　载货汽车、公共汽车、牵引汽车或压力角为 20°的其他汽车圆弧齿螺旋锥齿轮的 H_1、H_2、K_a（格里森 1964 年标准）

主动齿轮齿数 z_1	(5)	6	7	8	9	10	11	≥12
从动齿轮最小齿数 z_{2min}		34	33	32	31	30	29	26
法向压力角 α	20°							
螺旋角 β	35°～40°							35°
齿工作高系数 H_1	(1.430)	1.500	1.560	1.610	1.650	1.680	1.695	1.700
齿全高系数 H_2	(1.588)	1.666	1.733	1.788	1.832	1.865	1.882	1.888
大齿轮齿顶高系数 K_a	(0.160)	0.215	0.270	0.325	0.380	0.435	0.490	$0.46+\frac{0.39}{(z_2/z_1)^2}$

注：当 $z_2/z_1>3$ 时，推荐选用上表中 $z_1=6\sim11$ 各行数据，当 $z_2/z_1>7$ 时选用双曲面齿轮。标准中未给出 $z_1=5$ 的数据，后者是摘自柯尔曼著《重型汽车驱动桥用螺旋锥齿轮和双曲线齿轮的设计和制造》一书。

表 4－6－17　用展成法和半展成法加工的汽车（轿车）圆弧齿螺旋锥齿轮的齿高参数

主动齿轮齿数 z_1	8	9	10	11	12	13	≥14
法向压力角 α	16°						
螺旋角 β	35°～40°						35°
齿工作高系数 H_1	1.550	1.570	1.600	1.640	1.700	1.700	1.700
齿全高系数 H_2	1.738	1.758	1.788	1.828	1.888	1.888	1.888
从动齿轮齿顶高系数 K_a	0.235	0.240	0.250	0.270	0.310	0.370	$0.48+\frac{0.39}{(z_2/z_1)^2}$

注：对载货汽车、公共汽车和牵引汽车，当 $z_1=5$ 时，$\alpha=20°$，$\beta=35°\sim40°$，$H_1=1.400$，$H_2=1.557$，$K_a=0.165$ 当 $z_1=6\sim11$ 时，同表 4－6－16。

表 4－6－18　圆弧齿螺旋锥齿轮的大齿轮理论弧齿厚 S_k（$m=1$，$\alpha=20°\beta=35°\sim40°$）用于汽车工业（载货汽车、公共汽车，牵引汽车等）（格里森 1964 年标准）

z_2 \ z_1	6	7	8	9	10	11
30	0.911	0.957	0.975	0.997	1.023	1.053
40	0.803	0.818	0.837	0.860	0.888	0.948
50	(0.748)	0.757	0.777	0.828	0.884	0.946
60	(0.715)	(0.729)	0.777	0.828	0.883	0.945

注：（　）内所列数字为 1954 年订的旧标准，在新标准中（1964 年订）已取消。当选用上表中未列出的齿数 z_2 时可用插入法求得 S_k。

表 4－6－19 给出了“格里森”制圆锥齿轮齿侧间隙的推荐值。

表 4－6－19 “格里森”制圆锥齿轮推荐采用的齿侧间隙 B（新标准） mm

端面模数 m	齿侧间隙 B		端面模数 m	齿侧间隙 B	
	低精度（AGMA4～6 级）	高精度（AGMA7～13 级）		低精度（AGMA4～6 级）	高精度（AGMA7～13 级）
2.11～2.54	0.076～0.127	0.051～0.102	8.47～10.15	0.381～0.635	0.254.～0.330
2.54～3.18	0.102～0.203	0.076～0.127	10.15～12.7	0.508～0.762	0.305～0.406
3.18～4.23	0.127～0.254	0.102～0.152	12.7～14.5	0.508～1.016	0.356～0.457
4.23～5.08	0.152～0.330	0.127～0.178	14.5～16.9	0.635～1.143	0..406～0.559
5.08～6.35	0.203～0.406	0.152～0.203	16.9～20.3	0.889～1.397	0.457～0.660
6.35～7.25	0.254～0.508	0.178～0.228	20.3～25.4	1.143～1.651	0.508～0.762
7.25～8.47	0.305～0.559	0.203～0.279			

①本表适用于直齿锥齿轮零度螺旋锥齿轮和螺旋锥齿轮；

②对于上表中模数 m 跨于两行的齿轮，应选上一行的数值（较小值）；

③汽车主减速器齿轮的齿侧间隙查上表的高精度一栏。

2. 主减速器圆弧齿双曲面齿轮的几何尺寸计算

表 4－6－20 给出了“格里森”制（圆弧齿）双曲面齿轮的几何尺寸计算步骤，该表是参考“格里森”制双曲面齿轮 1971 年新标准制定的。这里提出了三种轮齿形状，即双重收缩齿、标准收缩齿和倾根锥母线收缩齿。双重收缩齿（见图 4－6－124(c)）的优点在于能提高小齿轮粗切工序的效率。双重收缩齿的轮齿参数，其大、小齿轮根锥角的选定是考虑到用一把实用上最大的刀顶距的粗切刀，切出沿齿面宽方向正确的齿厚收缩来。当大齿轮直径大于刀抽半径时采用这种方法是最好的，不是这种情况而要采用双重收缩齿，齿高的急剧收缩将使小端的轮齿又矮又粗。标准收缩齿（见图 4－6－124(b)）在齿高方向的收缩好，但可能使齿厚收缩过多，结果造成小齿轮扭切刀的刀顶距太小。这种情况可用倾根锥母线收缩齿的方法或仔细选用刀盘半径加以加善，即当双重收缩齿会使齿高方向收缩过多，而标准收缩齿会使齿厚收缩过多时，可采用倾根锥母线收缩齿作为两者之间的折衷。

圆弧齿双曲面齿轮的这一计算方法适用于轴交角为 90°的所有传动比，但应使 $z_{1\,min} \geqslant 6$，$z_1 + z_2 \geqslant 40$。此计算方法限用于“格里森”刀盘切齿。对于大齿轮直径超过 26in 或 650mm，或小齿轮轴线偏移距 E 大于 4in（100mm）时，需另行考虑。

表 4－6－20 中的第(65)项求得的齿线曲率半径 r'_d 与第(7)项选定的刀盘半径 r_d 之差不应超过 r_d 值的 1%。否则需重新试算第(20)项至第(65)项。如果 $r'_d < r_d$，则需将第(20)项的 $\tan\eta$ 的数值减小，重新计算各项，并将计算结果写在栏内第二列。若 $r'_d > r_d$，则应增大 $\tan\eta$ 值。修正量是根据曲率半径的差值来选取的。若无特殊考虑，则第二次试算时可将 $\tan\eta$ 改变 10%。如果第二次试算得出的一新值仍不接近 r_d，就要进行第三滴试算，通常也是最后一次试算，可用下式求 $\tan\eta_3$：

$$\tan\eta_3 = \frac{(20)_2 - (20)_1}{(66)_2 - (66)_1}[1 - (66)_1] + (20)_1 \qquad (4-6-28)$$

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

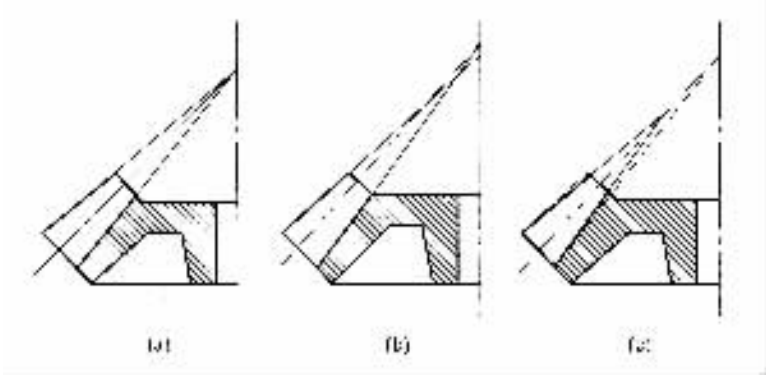


图 4－6－124 “格里森”制的标准收缩齿和双重收缩齿

(a)节锥、面锥、根锥共顶点；(b)标准收缩齿；(c)双重收缩齿

式中下标 1，2，3 分别表示第一、第二和第三次计算的结果。有时还需进行第四次试算。

表 4－6－20　圆弧齿双曲面齿轮的几何尺寸计算用表　mm

序号	计算公式	举例	注释
(1)*	z_1	7	小齿轮齿数 z_1 应不少于 6，用半展成法加工时，按下表选定： z_2/z_1 2 ｜ 2.5～3 ｜ 4～5 ｜ 5～8 z_{1min} 17 ｜ 15～13 ｜ 8～7 ｜ 6
(2)*	z_2	38	大齿轮齿数 z_2 由 z_1 及速比定，但 z_1 与 z_2 间应避免有公约数，对轻卡：齿数和应在 50～60 范围内，对载货汽车及一般工业传动，$z_1+z_2\geq40$
(3)	$\frac{(1)}{(2)}$	0.184211	
(4)*	F	50	大齿轮齿面宽 $F=0.155d_2$（汽车工业）
(5)*	E	30	小齿轮轴线偏移距 E，对轻卡，轻型载货汽车及一般工业传动：$E\leq0.2d_2$ 或 $E\leq0.4A_1$，对载货汽车、越野汽车、公共汽车，$E=(0.1\sim0.12)d_2$
(6)*	d_2	320	大齿轮分度圆直径 d_2，按式(3-13)预选，或按式(3-14)、(3-15)估算
(7)*	r_c	152.400	刀盘名义半径 r_c：按式(3-25)估算 $2r_c$，按表 3-14 选取 r_c
(8)	β_1'	45°	小齿轮螺旋角的预选值 β_1'，按式(3-19)预选
(9)	$\tan\beta_1'$	1.000000	
(10)	$\cot\gamma_{x1}=1.2(3)$	0.221053	

（续）

序号	计算公式	举例			注释
(11)	$\sin\gamma_2$	0.976426			
(12)	$R_{m2}=\frac{(5)\quad(4)(11)}{2.0}$	165.5893			大齿轮在齿面宽中点处的分度圆半径
(13)	$\sin\varepsilon_1'=\frac{(6)(11)}{(12)}$	0.206384			
(14)	$\cos\varepsilon_1'$	0.978471			
(15)	(14)+(9)(13)	1.184855			
(16)	(3)(12)	30.503671			
(17)	$R_{m1}=(15)(16)$	36.142072			小齿轮在齿面宽中点处的分度圆半径
(18)	$T_R=0.02(1)\quad1.06$ 或 $T_R=1.30$	1.2			轮齿收缩系数 T_R，当 $z_1\cos\beta<12$ 时 $T_R=0.02(1)-1.06$；当 $z_1\cos\beta\geq12$ 时 $T_R=1.30$
(19)	$\frac{(12)}{(18)}+(17)$	785.235272			
(20)	$\tan\eta=\frac{(5)}{(19)}$	0.044573	0.049033	0.045194	
(21)	$\sqrt{1.0+(20)^2}$	1.000993	1.001201	1.001020	
(22)	$\sin\eta=\frac{(20)}{(21)}$	0.044528	0.048971	0.045148	
(23)	η	2°33′8″	2°48′25″	2°35′16″	
(24)	$\sin\varepsilon_2=\frac{(5)-(17)(22)}{(12)}$	0.201647	0.200978	0.201512	
(25)	$\cos\varepsilon_2$	0.205877	0.204846	0.205735	
(26)	$\tan\gamma_{1B}=\frac{(22)}{(25)}$	0.216284	0.239063	0.219447	
(27)	$\cos\gamma_{1B}$	0.977401	0.972594	0.976758	
(28)	$\sin\varepsilon_2'=\frac{(24)}{(27)}$	0.206308	0.206335	0.206307	
(29)	$\cos\varepsilon_2'$	0.978487	0.978452	0.978487	
(30)	$\tan\beta_{1B}=\frac{(15)-(29)}{(28)}$	1.00029	1.000194	1.000296	
(31)	$(28)[(6)-(30)]$	−0.000059	−0.000040	−0.000061	
(32)	(3)(31)	0.000211	0.000037	0.000211	
(33)	$\sin\varepsilon_1=(24)-(22)(32)$	0.2016469	0.2006783	0.2015125	
(34)	$\tan\varepsilon_1$	0.205877	0.204846	0.205735	
(35)	$\tan\gamma_1=\frac{(22)}{(34)}$	0.216284	0.239063	0.219447	

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

（续）

序号	计算公式	举例			注释
(36)*	γ_1	12°12′15″	13°26′42″	12°22′38″	小齿轮节锥角
(37)	$\cos\gamma_1$	0.977401	0.972604	0.976708	
(38)	$\sin\varepsilon' = \frac{(33)}{(37)}$	0.205309	0.206733	0.206307	
(39)	ε'_1	11°54′22″	11°52′27″	11°52′22″	
(40)	$\cos\varepsilon'_1$	0.978487	0.978482	0.978487	
(41)	$\tan\beta_1 = \frac{(13)[(31)-(40)]}{(38)}$	1.000000	1.000000	1.000000	
(42)*	β_1	45°	45°	45°	小齿轮中点螺旋角 β，应与(8)项的预选值非常接近
(43)	$\cos\beta_1$	0.707107	0.707107	0.707107	
(44)*	$\beta_2 = (42) - (35)$	33°5′38″	33°5′33″	33°5′38″	大齿轮中点螺旋角 β_2
(45)	$\cos\beta_2$	0.837777	0.837790	0.837777	
(46)	$\tan\beta_2$	0.651739	0.651705	0.651739	
(47)	$\cot\gamma_2 = \frac{(22)}{(33)}$	0.221045	0.244323	0.224274	
(48)*	γ_2	77°32′8″	76°16′13″	77°21′33″	大齿轮节锥角 γ_2
(49)	$\sin\gamma_2$	0.976430	0.971420	0.975761	
(50)	$\cos\gamma_2$	0.215934	0.237342	0.218839	
(51)	$\frac{(17)+(12)(37)}{(37)}$	36.97586	37.150300	37.000209	
(52)	$\frac{(12)}{(50)}$	767.20674	697.58224	756.67179	
(53)	(51)−(52)	804.1826	734.84154	793.671939	
(54)	$\frac{(12)(45)}{(49)}$	142.07662	142.9067	142.17303	
(55)	$\frac{(43)(51)}{(35)}$	120.88683	109.97278	119.22285	
(56)	$\tan\alpha_{21} = \frac{(41)(55)-(46)(54)}{(53)}$	0.065179	0.027418	0.063469	
(57)	α_{21}	2°3′53″	1°18′45″	1°55′1″	
(58)	$\cos\alpha_{21}$	0.999382	0.999738	0.999442	
(59)	$\frac{(41)(56)}{(51)}$	0.000951	0.000417	0.000905	
(60)	$\frac{(46)(56)}{(52)}$	0.000029	0.000021	0.000029	
(61)	(54)(55)	17175.2713	15596.326	16950.2795	

（续）

序号	计算公式	举例			注释
(62)	$\frac{(54)-(55)}{(61)}$	0.001234	0.002006	0.001234	
(63)	(59)+(60)+(62)	0.002214	0.002734	0.002298	
(64)	$\frac{(4)\cdot(46)}{(53)}$	157.29345	127.3939	152.2119	
(65)	$r_d-\frac{(62)}{(58)}$	157.36877	127.47728	152.29718	见前面说明
(66)	$\frac{(7)}{(65)}$	0.968254	1.185975	1.030675	
(67)	(3)(50)+1.0−(8)	左 0.040318		右 0.015789	左栏用左边公式，右栏用右边公式
(68)	$\frac{(5)}{(36)}$−(37)+(35)+(37)	左 162.190481		右 0.214517	左栏用左边公式，右栏用右边公式
(69)	(37)−(40)(67)左	1.016204			
(70)	$z_v-(49)(51)$	35.103351			
(71)*	$\varepsilon-(12)(47)-(70)$	1.059014			大齿轮节锥顶点到小齿轮轴线的距离，正(+)号表示该节锥顶点超过了小齿轮轴线，负(−)号表示该节锥顶点在大齿轮轴线与小齿轮轴线之间
(72)	$A_v-\frac{(12)}{(46)}$	169.70272			在节平面内大齿轮齿面宽中点锥距
(73)*	$A_k-\frac{0.5(15)}{(45)}$	194.7.981			大齿轮节锥距
(74)	(73)−(72)	25.01709			
(75)	$h_{av}-\frac{k(12)(45)}{(5)}$	18.142849			h_{av}：大齿轮在齿面宽中点处的全工作高，系数 k 按 z_1 查下表求得，但只有采用下列设计参数时，才使用"轿车"栏的数值，否则都用"通用"栏的数值。 1. 压力角之和[(76)项]为 35°； 2. 小齿轮齿顶面的宽度为 12°或更大； 3. 大齿轮齿顶高系数取自(35)项上表

z_1		6	7	8	9
齿深系数 k	轿车	—	—	3.8	3.9
	通用	3.5	3.6	3.7	3.8

z_1		10	11	≥12
齿深系数 k	轿车	4.0	4.1	4.2
	通用	3.9	4.0	4.0

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

（续）

序号	计算公式	举例	注释
(76)	$\frac{(12)(45)}{(7)}$	0.708143	
(77)	$\frac{(49)}{(45)}$ (76)	0.456560	
(78)	α_1	45°	轮齿两侧压力角的总和，载货汽车、拖拉机：采用45°，轿车：采用38°。此值为平均压力角的2倍
(79)	$\sin\alpha_1$	0.707107	
(80)	$\frac{\alpha_1}{2}=\frac{(78)}{2.0}$	22°30′	
(81)	$\cos\frac{\alpha_1}{2}$	0.923879	
(82)	$\tan\frac{\alpha}{2}$	0.414214	
(83)	$\frac{(77)}{(82)}$	1.102232	
(84)	$\sum\delta_r=\frac{10550(83)}{(2)}$	305.30447	双重收缩齿齿根角的总和（单位为分）
(85)	K_a	0.150	大齿轮齿顶高系数，见表3-21
(86)	$K_a=1.150-(85)$	1.22	
(87)	$h'_{a2}=(75)(85)$	1.706551	大齿轮齿面宽中点处的齿顶高
(88)	$h''_{a2}=(75)(86)+0.05$	13.455328	大齿轮齿面宽中点处的齿根高
(89)[1]	双重收缩齿： $\delta_2=(84)+(85)$ 标准收缩齿： $\delta_2=\frac{3438(87)}{(72)}$ 锥根锥母线收缩齿： 大齿轮齿顶角 $\delta_{a2}=(85)+\sum\delta_{a2}$ 见右边注释	1. $\delta_2=\frac{3438(87)}{(72)}$ $=34.813064$ $\delta_2=\frac{3438(88)}{(72)}$ $=272.592341$ 2. $\sum\delta_r=\delta_1+\delta_2$ $=307.205395$ 3. $\Delta T_R=\frac{(84)}{\sum\delta_r}$ (18) $=-0.202933$ 4. ΔT_R 为负值，故 $\sum\delta_{TR}=(84)$，即用双重收缩齿 5. 按双重收缩齿公式计算 δ_2［见(89)］及 δ_2［见(91)］： $\delta_2=(84)(85)=36.819518$ $\delta_2=(84)-(89)$	大齿轮齿顶角 δ_2（单位为分）：为了得到良好的收缩齿，应按下述计算来决定采用双重收缩齿，还是锥根锥母线收缩齿： 1. 用标准收缩齿的公式来计算 δ_2［见(89)项］及 δ_2［见(91)项］； 2. 计算 $\sum\delta_r=\delta_1+\delta_2$ 标准收缩齿齿顶角与齿根角之和； 3. 计算 $\Delta T_R=\frac{(84)}{\sum\delta_r}$ (18) 4. 当 ΔT_R 为负数：$\sum\delta_{TR}=(84)$，即双重收缩齿，故(89)、(91)应按双重收缩齿公式计算； 当 ΔT_R 为正数：$\sum\delta_{TR}=(18)\times\sum\delta_r$ 为锥根锥母线收缩齿（式中 $\sum\delta_r$：标准锥母线收缩齿齿角之和），这时应采用锥根锥母线收缩齿，即(89)、(91)项应按锥根锥母线收缩齿公式计算

（续）

序号	计算公式	举例	注释
(90)	$\sin\delta_2$	0.311582	
(91)*	双重收缩齿： $\delta_2=(84)-(89)$ 标准收缩齿： $\delta_2=\frac{3438(86)}{(72)}$ 顶根锥母线收缩齿： $\delta_{2T}=\Sigma\delta_{TH}-\delta_{2T}$	268.48488 （双重收缩齿）	大齿轮的齿根角（单位为分） 采用哪一种收缩齿形的计算公式见上项注释
(92)	$\sin\delta_2$	0.077439	
(93)*	$h_2'=(87)-(74)(92)$	1.998279	大齿轮的齿底高
(94)*	$h_2''=(88)+(74)(92)$	15.392597	大齿轮的齿根高
(95)*	$C=0.150(75)-0.05$	2.021382	径向间隙 C 为大齿轮在齿面宽中点处的工作齿高的 15% 再加上 0.05
(96)*	$h=(93)+(94)$	17.390876	大齿轮齿全高
(97)*	$h_k=(55)-(95)$	15.369594	大齿轮齿工作高
(98)*	$\gamma_{k2}=(28)+(89)$	78°01′22″	大齿轮的面锥角
(99)	$\sin\gamma_{k2}$	0.978230	
(100)	$\cos\gamma_{k2}$	0.207825	
(101)*	$\gamma_{f2}=(48)-(91)$	72°55′4″	大齿轮的根锥角
(102)	$\sin\gamma_{f2}$	0.957894	
(103)	$\cos\gamma_{f2}$	0.287744	
(104)	$\cos\gamma_{f2}$	0.307321	
(105)*	$d_e=\frac{(93)(53)}{0.5}+(6)$	369.874700	大齿轮外圆直径
(106)	$(70)+(74)(90)$	41.578376	
(107)*	$x_2=(106)-(93)(49)$	39.628233	大齿轮外缘至小齿轮轴线的距离
(108)	$\frac{(72)(90)+(37)}{(99)}$	0.262985	
(109)	$\frac{(72)(92)-(38)}{(107)}$	0.328272	
(110)*	$x_3=(71)-(108)$	0.771328	大齿轮面锥顶点至小齿轮轴线的距离，正（+）号表示该面锥顶点越过小齿轮轴线；负（-）号表示该面锥顶点在大齿轮轮体与小齿轮轴线之间

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

（续）

序号	计算公式	举例		注释
(111)'	$z_E=(71)+(109)$	3.705742		大齿轮锥顶点至小齿轮轴线的距离，正（+）号表示该锥顶点越过小齿轮轴线；负（−）号表示该锥顶点在大齿轮轮体与小齿轮轴线之间
(112)	$(12)+(70)(134)$	176.983869		
(113)	$\sin\varepsilon=\frac{(5)}{(112)}$	0.198394		
(114)	$\cos\varepsilon=\sqrt{1-(113)^2}$	0.980199271		
(115)	$\tan\varepsilon=\frac{(113)}{(114)}$	0.202395		
(116)	$\sin\gamma_{01}=(103)(114)$	0.287923		
(117)'	γ_1	16°44′1″		小齿轮的面锥角
(118)	$\cos\gamma_{01}$	0.957554		
(119)	$\tan\gamma_{01}$	0.300554		
(120)	$\frac{(102)(111)-(95)}{(103)}$	9.178322		
(121)'	$z_K=\frac{(5)(113)-(120)}{(114)}$	2.290117		小齿轮面锥顶点至大齿轮轴线的距离，正（+）号表示该面锥顶点越过大齿轮轴线，负（−）号表示该面锥顶点在小齿轮轮体与大齿轮轴线之间
(122)	$\tan\lambda'=\frac{(38)(67)_{\text{左}}}{(69)}$	0.008184		
(123)	$\lambda'_1=\cos\lambda'$	29°7′	0.690986	左栏用左边公式，右栏用右边公式
(124)	$\Delta\lambda'=(39)-(123)_{\text{左}}+\cos\Delta\lambda'$	11°25′13″	0.980144	左栏用上边公式，右栏用下边公式
(125)	$\theta_1=(117)-(36)+\cos\theta_1$	4°21′23″	0.997111	左栏用左边公式，右栏用右边公式
(126)	$-(113)(67)_{\text{左}}-(58)_{\text{左}}$	−0.052744	−0.375953	左栏用公式前的正（+）号，右栏用公式前的负（−）号
(127)	$\frac{(123)_{\text{右}}}{(124)_{\text{右}}}$	1.020224		
(128)	$(68)_{\text{左}}-(87)(58)_{\text{右}}$	152.556669		
(129)	$\frac{(118)}{(125)_{\text{右}}}$	0.960125		
(130)	$(74)(127)$	25.523036		

（续）

序号	计算公式	举例	注释
(131)*	$B_a=(128)+(130)(129)/(75)(126)_a$	186.375572	小齿轮外缘至大齿轮轴线的距离
(132)	(4)(127)/(133)	25.483154	
(133)*	$B=(128)-(132)(129)/(75)(126)_a$	133.136165	小齿轮轮毂前缘至大齿轮轴线的距离
(134)	(131)+(131)	194.066455	
(135)*	$d_{a1}=\frac{(131)(134)}{0.5}$	112.6926	小齿轮的外锥直径
(136)	$\frac{(70)(100)}{(99)}/(112)$	173.242314	
(137)	$\sin\varepsilon_2=\frac{(5)}{(136)}$	0.2020221	
(138)	ε_2	11°39′18″	
(139)	$\cos\varepsilon_2$	0.979181	
(140)	$\frac{(99)(110)/(95)}{(103)}$	13.37644	
(141)*	$G_a=\frac{(5)(137)-(140)}{(139)}$	0.43921	小齿轮根锥顶点至大齿轮轴线的距离，正（+）号表示该根锥顶点超过大齿轮轴线，负（−）号表示该根锥顶点在小齿轮轮体与大齿轮轴线之间
(142)	$\sin\gamma_{a1}=(100)(139)$	0.203344	
(143)*	γ_{a1}	11°43′30″	小齿轮顶锥角
(144)	$\cos\gamma_{a1}$	0.979128	
(145)	$\tan\gamma_{a1}$	0.207575	
(146)*	B_{min}	0.25	最小齿侧间隙允许值，见表 3-22
(147)*	B_{max}	0.40	最大齿侧间隙允许值，见表 3-22
(148)	(90)+(92)	0.059021	
(149)	(93)−(4)(148)	12.939926	
(150)	$A_a=(73)/(4)$	144.71981	在节平面内大齿轮内锥距

注：序号（带）*者是生产过程中需检验的参数。

第(85)项：K_a 为大齿轮齿顶高系数。对于 $z_1<21$，$z_2/z_1>2$ 的展成和半展成的双曲面齿轮，大齿轮的齿顶高系数 K_a 如表 4－6－21 所示。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

表 4－6－21　当 $z_1<21$、$z_2/z_1>2$ 时双曲面大齿轮齿顶高系数 K_a

z_1	6	7	8	9～20
K_a	0.110	0.130	0.150	0.170

第(146)、(147)项的 B_{min}(最小齿侧间隙允许值)、B_{max}(最大齿侧间隙允许值)按表 4－6－22 选取。

表 4－6－22　双曲面齿轮传动的齿侧间隙 B　mm

端面模数 m	25.4	12.7	8.47
齿侧间隙 B	0.508～0.762	0.305～0.406	0.203～0.279
端面模数 m	6.35	4.23	2.54
齿侧间隙 B	0.152～0.203	0.102～0.152	0.051～0.102

表 4－6－22 给出的是齿轮副装配运转的推荐侧隙。表中未列入的模数的侧隙可用插入法求得。

将表 4－6－20 中的 150 项计算完毕后，就可得出双曲面齿轮工作图的所有齿形数据和其他必需数据。

图 4－6－125 表示双曲面齿轮副的理论安装距与另外几个尺寸参数的关系。

螺旋锥齿轮与双曲面齿轮各要素之间的某些几何关系取决于切削机床和加工方法(切削刀刃具有不同的运动轨迹)。螺旋锥齿轮与双曲面齿轮的切削机床除有被最广泛采用的美国格里森(Gleason)公司的外，还有瑞士奥利康(Oerlikon)公司的。“格里森”制螺旋锥齿轮与双曲面齿轮具有圆弧形的节锥齿线(即圆弧齿)及渐缩齿，已被广泛用于汽车主减速器中；“奥利康”制螺旋锥齿轮与双曲面齿轮的节锥齿线为延伸外摆线，亦为等高齿，也为一些汽车主减速器所采用。因为“奥利康”制延伸外摆线齿锥齿轮的齿高沿节锥齿线是相等的，故切成的两个齿轮完全共轭。与渐缩齿轮相比，其计算既准确又简单。

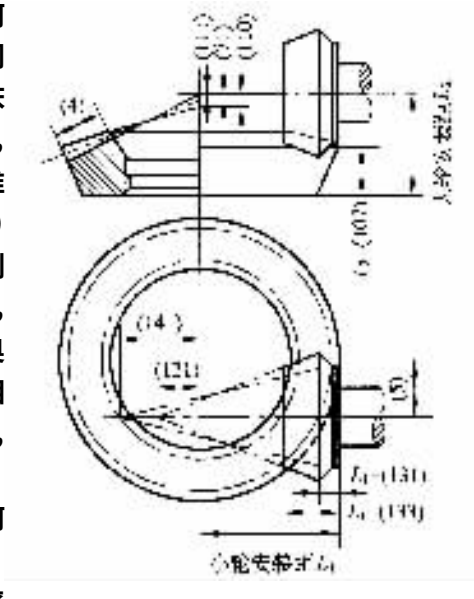


图 4－6－125　双曲面齿轮副的安装尺寸
(括号内的数字为表 4－6－20 中的计算步骤序号，即应将该序号下的计算结果标在图上)

3. 延伸外摆线齿螺旋锥齿轮与双曲面齿轮的几何尺寸计算

延伸外摆线齿锥齿轮，按其节锥齿线的平均曲率半径 r_b 和平均螺旋角的不同，分为以下几种。

(1)普通型螺旋锥齿轮

又称为 N 型齿轮，常用于汽车、拖拉机主减速器，是“奥利康”制齿轮中最常用的一种。其特点是节锥齿线上参考点 P(也叫计算点，此点参数是

齿轮计算的主要依据，也是齿面接触区的中心）的曲率半径 $r_b = A_P \sin\beta_p$，（图 4－6－126），最小能加工的螺旋角为 29°～30°，受载时齿面接触区由稍微靠近大端的参考点 P 处朝着小端方向向中心移动。

（2）特型螺旋锥齿轮

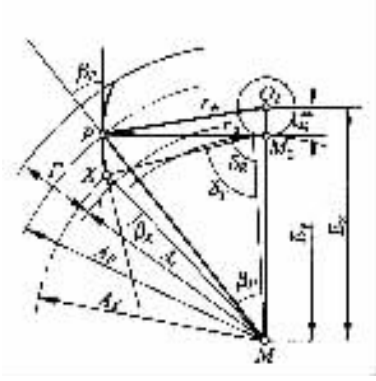


图 4－6－126 N 型齿轮齿线形成特点简图

O_d—刀盘中心；$PO_d = r_w$ – 刀盘半径；M—平面齿轮中心

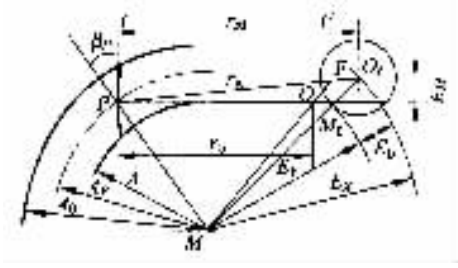


图 4－6－127 G 型齿轮齿线形成特点简图

O_d—刀盘中心；$PO_d = r_w$—刀盘半径；M—平面齿轮中心；E_x—偏心距（刀位）

又称为 G 型齿轮，用于传动比小于 3 的小型齿轮传动。当 $A_p < 55$，$\beta < 29°$无法选用标准刀盘（参阅表 4－6－23）加工 N 型齿轮时也可选用这种齿轮。特点是 $r_b > A_p \sin\beta_P$，（图 4－6－127），参考点螺旋角 β，按需要决定，不受刀盘限制，甚至可选为 0°。这种 $\beta_P = 0°$的特型齿轮就是等高齿零度螺旋锥齿轮又称 O 型齿轮。刀盘名义半径 r_M 可按需要选择，$r_M = A$ 时最好。受载时齿面接触区由位于齿面中点的参考点 P 处向大端移动。考虑到这一特点，在实际设计中参考锥距按 $A_P = A_0 - 0.6F$ 计算，以使其接触区的中心靠近小端，受载后接触区恰好移到齿面宽 F 的中点附近。

表 4－6－23 EN 型与 TC 型标准铣刀盘基本参数

刀盘型号（EN 型 TC 型）	刀片组数 Z_w	刀盘切线半径 r_b/mm	参考锥距 A_p/mm	刀片型号	参考点法向模数 $m_n.P$/mm	刀片滚动圆半径 E_{bw}/mm	刀片形成半径平方 r_w^2/mm²	精切刀片刀顶圆半径 r_{kw}/mm
EN3—39 TC3—39	3	39	55～78	39/2	2.10～2.65	3.5	1533.25	0.70
				39/3	2.35～3.00	4.0	1537.00	0.75
				39/5	3.00～3.75	5.0	1546.00	0.90
EN4—44 TC4—44	4	44	62～88	44/1	2.10～2.65	4.7	1958.09	0.70
				44/3	2.65～3.35	6.0	1972.00	0.80
				44/5	3.35～4.25	7.5	1992.25	0.95

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

（续）

刀盘型号（EN 型 TC 型）	刀片组数 Z_w	刀盘切线半径 r_b/mm	参考锥距 A_p/mm	刀片型号	参考点法向模数 $m_n.P$/mm	刀片滚动圆半径 E_{bw}/mm	刀片形成半径平方 r_w^2/mm^2	精切刀片刀顶圆半径 r_{kw}/mm
EN4—49 TC4－49	4	49	69～98	49/1	2.35～3.00	5.3	2429.09	0.75
				49/3	3.00～3.75	6.7	2445.89	0.90
				49/5	3.75～4.75	8.4	2471.56	1.05
EN4—55 TC4—55	4	55	78～110	55/1	2.65～3.35	6.0	3061.00	0.80
				55/3	3.35～4.25	7.5	3081.25	0.95
				55/5	4.25～5.30	9.5	3115.25	1.15
EN5—62 TC5－62	5	62	88～124	62/1	3.00～3.75	8.4	3914.56	0.90
				62/3	3.75～4.75	10.5	3954.25	1.05
				62/5	.4.75～6.00	13.3	4020.89	1.25
EN5—70 TC6－70	5	70	99～140	70/1	3.35～4.25	9.4	4988.36	0.95
				70/3	4.25～5.30	11.8	5039.24	1.15
				70/5	5.30～6.70	14.9	5122.01	1.40
EN5—78 TC5－78	5	78	111～156	78/1	3.75～4.75	10.5	6194.25	1.05
				78/3	4.75～6.00	13.3	6260.89	1.25
				78/5	6.00～7.50	16.7	6362.89	1.50
EN5—88 TC5－88	5	88	124～176	88/1	4.25～5.30	11.8	7883.24	1.15
				88/3	5.30～6.70	14.9	7966.01	1.40
				88/5	6.70～8.50	18.7	8093.69	1.65
EN5—98 TC5－98	5	98	138～197	98/1	4.75～6.00	13.3	9780.89	1.25
				98/3	6.00～7.50	16.7	9882.89	1.50
				98/4	6.70～8.50	18.7	9953.69	1.65
EN6—110 TC6－110	6	110	156～200	110/1	5.30～6.70	17.9	12420.41	1.40
				110/3	6.70～8.50	22.5·	12606.25	1.65
EN7—125 TC7－125	7	125	177～250	125/1	6.00～7.50	23.4	16172.56	1.50
				125/2	6.70～8.50	26.2	16311.44	1.65

注 这两种刀盘可以加工的锥齿轮的大端端面模数范围为 $m = 2.75 \sim 13.6$mm，假想平面齿轮齿数范围为 $z_P = 24 \sim 75$。

(3)双曲面齿轮

又称为 H 型齿轮，它又分为 HN 和 HG 型两种。HN 型双曲面齿轮用于偏移距 E 较小的时候，当 $(z_1/z_2) < 0.24$，$(d_2/E) > 6.75$ 及 $[(d_2/E)/(z_1/z_2)] > 33$ 时采用，可用标准刀盘切齿。

而 HG 型双曲面齿轮用于$(z_1/z_2)<0.33$，$(d_2/E)>4.8$ 时。

参考文献[2]详细地介绍了延伸外摆线齿锥齿轮节锥齿线形成的原理及 N 型齿轮和 G 型齿轮齿线形成时的特点，论证了它们的计算原理及公式。这里仅介绍其具体的设计程序。

1）普通型（N 型）延伸外摆线齿螺旋锥齿轮的几何尺寸计算

其齿部参数见图 4－6－128。表 4－6－24 给出了 N 型齿轮的计算程序。对该表中的有关内容见表后的说明。

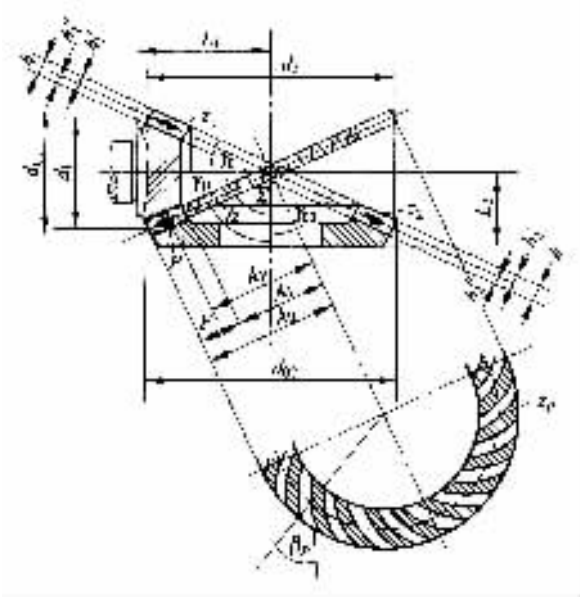


图 4－6－128 普通型（N 型）螺旋锥齿轮尺寸

表 4－6－24 普通型（N 型）延伸外摆线齿螺旋锥齿轮几何尺寸计算程序表

长度单位：mm

序号	项目	计算公式或选择方法	例题
(1)	主动齿轮齿数	z_1：参考表 3-10～表 3-13 选择	5
(2)	从动齿轮齿数	z_2：参考表 3-10、表 3-13 由 z_1 及传动比 i 确定，但 z_1、z_2 间及它们与 Z_n（见表 3-23）间不应有公约数，$z_1+z_2\geq 40$，对轿车最好取 $z_2=z_1+(30\sim 60)$	40
(3)	传动比	$i=z_2/z_1$	5.000
(4)	平面齿轮齿数	$z_p=\sqrt{z_1^2+z_2^2}$，计算滚刻非轮用，准确到小数点以下 6 位数	40.497487
(5)	大端端面模数	m_t：按式（3-16）或式（3-17）参考图 3-52～图 3-55 求 d_1，可换算 m	8.0100
(6)	法向压力角	α：FN 型刀盘刀片压力角 $\alpha=20°$ TC 型刀盘刀片压力角 $\alpha=17°30'$	20°
(7)	轴交角	Σ：本表中 $\Sigma=90°$	90°

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

（续）

序号	项　目	计算公式或选择方法	例　题
(8)	中点螺旋角预选值及旋向	β'_m：如无特殊要求，可取 $\beta'_m=35°$ 螺旋方向：参见本章 3.2.3 节-9	35° 主动齿轮为右旋
(9)	节圆直径	$d_1=mz_1$，$d_2=mz_2$	$d_1=49.131$，$d_2=329.675$
(10)	节锥角	$\gamma_1=\arctan\frac{z_1}{z_2}$；　$\gamma_2=\arctan\frac{z_2}{z_1}=90°-\gamma_1$	$\gamma_1=8°32'$，$\gamma_2=81°28'$
(11)	节(外)锥距	$A_c=\frac{d_1}{2\sin\gamma_1}=\frac{d_2}{2\sin\gamma_2}$	162.130
(12)	齿面宽	一般取 $F=(0.25\sim0.30)A_c$； 最好取 $F=\frac{1}{3.5}A_c=0.285A_c$	42.5
(13)	参考锥距	$A_P=A_c-0.415F$（用于 ENN 刀盘）； $A_P=A_c-0.4F$（用于 TC 刀盘）	144.5（ENN 刀盘）
(14)	内锥距	$A_i=A_c-F$	$119.53\left(\frac{A_P}{A_i}=1.2379\right)$
(15)	中点锥距	$A_m=A_c-\frac{F}{2}$	$142.89\left(\frac{A_P}{A_m}=0.9749\right)$
(16)	参考点螺旋角预选值	$\beta'_P\approx0.914(\beta'_m-5°)$	37.474°
(17)	刀盘型号	根据 A_P 及 β'_P 由图 3-79 求这两个坐标之交点，选择该交点最近的曲线所代表的 r_0，再由表 3-23 查得刀盘型号；或由式 $r'_0=A_P\sin\beta'_P$ 算出 r'_0 后再由表 3-23 选出与其相近的 r_0 及刀盘型号	由图 3-79 得 $r_0=88$，选用刀盘：ENS 88，$Z_m=5$
(18)	参考点螺旋角初选值	β'_P：根据式 $\beta'_P=\arcsin\frac{r_0}{A_P}$，或由图 3-79 根据 A_P 及选用刀盘的 r_0 曲线的交点求得	37°31'
(19)	刀片型号	按 r_0 及 β'_P 由图 3-80 求出型号范围，再由表 3-25 确定刀片型号并找出 r_{m0}、r'_0 及 E_m 之值或将 $r_0\frac{Z_m}{E_m}=r_0\tan\beta'_P$ 算出后由表 3-25 求出	刀片型号： $88/3c_{m0}=1.46$， $E_m=14.9$ $r'_0=7960.01$
(20)	参考点法向模数	$m_{nP}=2\sqrt{\frac{A_P^2-r_0'^2}{r_0^2-Z_m^2}}$　式中 Z_m、r'_0 见表 3-23	5.662610
(21)	参考点螺旋角	$\beta_P=\arccos\left(\frac{m_{nP}Z_m}{2A_P}\right)$（$\beta_P$ 不应小于 30°以免引起 r_0 过小）	37°34'42"
(22)	中点螺旋角	β_m：按式(3-51)或根据 β'_P 及 A_m/A_P 由图 3-81、图 3-82 求得 β_m；并按图 3-73 检查齿向重叠系数 m_F 应大于 1.25，通常 $\beta_m=29°\sim46°$	37°42'18"
(23)	中点法向模数	$m_{nm}=\frac{2A_m}{Z_m}\cos\beta_m$	5.65

（续）

序号	项目	计算公式或选择方法	例题
(24)	小端螺旋角	β_v：按式(3-31)或根据 β_P 及 A_1/A_P 由图 3-61、图 3-62 求得	
(25)	齿高模数	$m'_{Pv}=\begin{cases}m'_P=m_{nv} & \text{当 } z_v\geq 13\\ m'_P=(0.9\sim1.0)m_{nv} & \text{近正，当 } z_v<12\text{，见表 3-26}\end{cases}$	$m'_P=0.93598m_{nv}$ $=5.30$
(26)	齿工作高	$h_g=2m'_P$	10.60
(27)	齿全高	$h=2.15m'_P+0.35$	11.745
(28)	刀倾角	在图 3-86 中相应的 β_v 曲线上，找出对应于 z_v/k 值的一点，其纵坐标即为刀轴倾角 $C'=3°$ 时可加工的最大面锥角 γ_{v1}，当第 10 项的 γ_v 小于此值时，刀轴倾角 $C'=3°$ 无问题，反之应按此法继查图 3-87 甚至图 3-88，求出避免"二次切削"的最小刀倾角 C'	$C'=1°33'$
(29)	不产生根切时主动齿轮允许的最大齿根高	当 $z_v\leq16$ 时才算此项及下项 Δh_1 $h'_{1max}=\left[\frac{\sin(\alpha-C')}{-K_t\frac{A_P}{A_1}\cos^2\beta_P}-A_1\sin\gamma_1+0.65m_n\right]$ 式中 $K_t=\frac{A\cos^2}{A_2\cos\beta_P}=\frac{m_{nv}}{m_{nP}}$，可由图 3-84 求 β_P 及 A_P/A_1 查得	$h'_{1max}=3.1$ $(K_t=0.952\text{①}$， $\sin(\alpha-C')=0.317305)$
(30)	高度变位量	$\Delta h_1=(1.15m'_P+0.35)-h'_{1max}$　当 $z_v\geq16$ 时 $\Delta h=0$	$\Delta h=4.3$
(31)	齿顶高	$h'_1=m'_P+\Delta h_1$　$h'_2=m'_P-\Delta h$	$h'_1=9.01$　$h'_2=1.0$
(32)	齿根高	$h''_1=h-h'_1$　$h''_2=h-h'_2$	$h''_1=2.1$；$h''_2=10.745$
(33)	径向间隙	$c=h-h_g=0.15m'_P+0.35$	1.[illegible]45
(34)	外圆直径	$d_{a1}=d_1+2h'_1\cos\gamma_1$；$d_{a2}=d_2+2h'_2\cos\gamma_2$	$d_{a1}=97.0894$； $d_{a2}=320.9717$
(35)	节锥顶点至齿轮外缘距离	$X_{c1}=\frac{d_1}{2}-h'_1\sin\gamma_1$；$X_{c2}=\frac{d_2}{2}-h'_2\sin\gamma_2$	$X_{c1}=158.51$； $X_{c2}=25.06$
(36)	切向变位量	$\Delta S=0.22(z_v-13)m_{nv}$　或按表 3-27	0.64
(37)	参考点分度圆弦向理论弧齿厚	$S_{v1}=\frac{\pi m_{nv}}{2}+2\Delta h\tan\alpha+\Delta S_1$ $S_{v2}=\pi m_{nv}-S_{v1}$	
(38)	齿侧间隙	$B=(0.03\sim0.10)m_{nv}+0.05$；通常取 $B=0.03m_{nv}+0.05$；通常在 $B=\left(\frac{1}{20}\sim\frac{1}{30}\right)m_{nv}$ 范围内取下列圆整数值：0.08、0.12、0.16、0.20、0.24、0.28、0.32、0.36	0.20

注：例题中计算为是 NJ 150 型进排 2.5t 载货汽车主减速器等高齿螺旋锥齿轮副（原本用渐缩法，等高齿有时用于配件生产）。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

(1)刀盘型号的选择

N 型齿轮采用 EN 型(新型)或 TC 型(旧型)标准铣刀盘切齿。

齿形设计与切齿刀盘及刀片型号密切相关,必须按选定的刀盘及力片参数(见表 4－6－23)进行几何尺寸计算。由图 4－6－126 可知,N 型齿轮的节锥齿线在参考点 P 处酶越率半径 r_b,也是由瞬心 M_0 到 P 点的长度,称为刀盘的切线半径或名义半径。刀盘的名义半径为

$$r_b = A_P \sin\beta_P \tag{4-6-29}$$

式中:A_P——参考锥距;

β_P——参考点螺旋角。

如表 4－6－23 所示,刀盘的名义半径 r_b 共规定了 11 种标准数。用这 11 种标准数可将上式绘成图 4－6－129 中的 11 条曲作为 11 种刀盘型号供选择用。该图的纵坐标按 $A_P = A_0 - 0.415F$ 计算(表 4－6－24 中的第 13 项,A_0 及 F 见该表);横坐标按表 4－6－24 中第 16 项所算得的参考点螺旋角的预选值 $\beta'_P \approx 0.914(\beta'_m + 6)$ 来选。在图 4－6－129 上选取离 A_P 与 β'_P 交点最近的一曲线所代表的刀盘型号,并按表 4－6－23 查得其参数。上式中 β'_m 为中点螺旋角的预选值(其选择方法见表 4－6－24)。在图 4－6－129 上根据选取的 r_b 的曲线再反过来求出参考点螺旋角的初校值 β''_P。

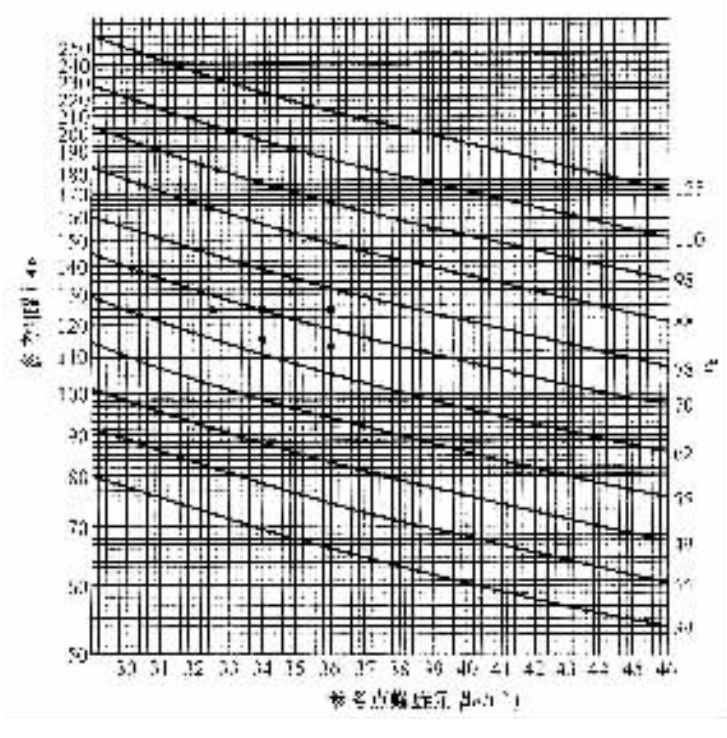


图 4－6－129　EN 型标准刀盘的选择用图

(2)刀片型号的选择

N 型齿轮切齿用刀片的压力角,对 EN 刀盘为 20°,对 TC 刀盘为 17°30′。

根据平面齿轮的齿数 z_P(见表 4－6－24 的第 4 项)及前面在图 4－6－129 上查得的参考点螺旋角的初校值 β''_P,在图 4－6－130 上求得一交点,按交点所在的范围选取相应的刀片型号。在该图的曲线中由上向下的第二条曲线(虚线)是 1 号刀片的曲线,第三条曲线(实线)是

2 号刀片的曲线，其余依顺序类推。曲线右端标出了刀号的范围。当 z_p 与 β''_P 的交点位于两种刀号范围内时，应查表 4－6－23，按选用刀盘可能有的刀片型号来选定，当同时可查到相邻的两种刀号时，则选其中较大的刀片型号。如交点超出曲线所指范围，则需改变齿轮的齿数或螺旋角。图 4－6－130 是根据式

$$z_p \tan\beta_P = r_b \frac{Z_w}{E_b} \tag{4-6-30}$$

及表 4－6－25 绘制的。表 4－6－25 是按 $r_b \frac{Z_w}{E_b}$ 规定了 5 种标准数。式中 Z_w 为刀片组数。（见表 4－6－23），E_b 为滚动圆半径（见图 4－6－126、图 4－6－127 及表 4－6－23 中的 E_{bw}）。由图 4－6－126 可知：$r_w^2 = r_b^2 + E_b^2$。

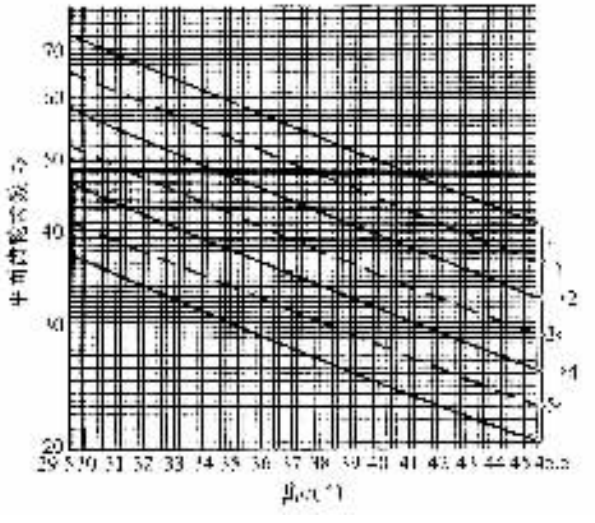


图 4－6－130 选择 EN 标准刀盘的刀片型号用图

表 4－6－25 EN 及 TC 刀盘的刀片型号及其常数 $r_b \frac{Z_w}{E_b}$

刀片型号	1	2	3	4	5
$r_b \frac{Z_w}{E_b}$	37.1	33.1	29.3	26.2	23.4

(3)确定齿轮参数

选定了刀盘及刀片型号后，根据所选定的基本参数及刀盘、刀片给出的数据（见表 4－6－23），按表 4－6－24 的顺序，计算参考点法向模数、参考点螺旋角、中点螺旋角、中点法向模数及小端螺旋角，之后便可进行齿高参数、齿厚参数及其他参数的计算。下面仅给出其计算公式和确定方法。

①参考点法向模数 $m_{n.P}$

$$m_{n.P} = 2\sqrt{\frac{A_P^2 - r_w^2}{z_P^2 - Z_w^2}} \tag{4-6-31}$$

②参考点螺旋角 β_P

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

$$\beta_P = \arccos\left(\frac{m_{n.P} z_P}{2A_P}\right) \tag{4-6-32}$$

③齿线上任一点 X 的螺旋角 β_X

$$\beta_X = \arcsin\left[\frac{\left(\frac{A_X}{A_P}\right)^2 - \cos^2\beta_P + \frac{1-(A_X/A_P)^2}{2[1+(Z_W/z_P)]}}{\frac{A_X}{A_P}\sqrt{\left(\frac{A_X}{A_P}\right)^2 - \cos^2\beta_P + \frac{1-(A_X/A_P)^2}{[1+(Z_w/z_P)]}}}\right] \tag{4-6-33}$$

④齿线上任一点 X 的端面模数 m_X 与法面模数 $m_{n.X}$

$$m_X = \frac{2A_X}{z_P} \tag{4-6-34}$$

$$m_{n.X} = m_X \cos\beta_X = \frac{2A_X}{z_P}\cos\beta_X \tag{4-6-35}$$

⑤中点螺旋角 β_m 和小端螺旋角 β_i

均可按式(4-6-33)计算，或由图 4-6-131、图 4-6-132 求得。

用图 4-6-131、图 4-6-132 求齿线上任一点 X 的螺旋角的方法：图 4-6-131 用于 $A_x/A_P \leqslant 1$ 时；图 4-6-132 用于 $A_X/A_P \geqslant 1$ 时。使用时由已知的 β_P、A_P 值求 A_X 处的 β_X 值。方向是先由 $A_X/A_P = 1$ 沿粗线向上与通过已知的 β_P 的横线交于一点，由此交点沿曲线方向和横坐标为 A_X/A_P 的纵向线相交，此交点的纵坐标即为所求的 β_X。

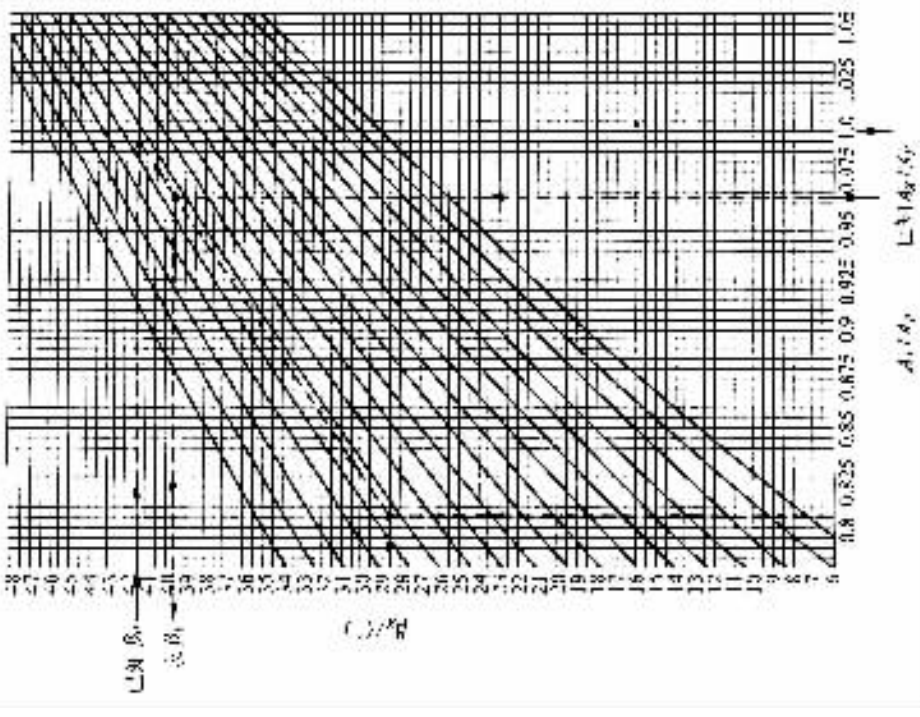


图 4-6-131　N 型齿轮任意点的螺旋角(用于当 $A_X/A_P \leqslant 1$ 时)

⑥齿高参数

如表 4-6-26 所示，当 $z_1 > 16$ 时，小齿轮不易产生根切，可用标准制的齿高参数；当 $z_1 \leqslant 16$ 时，采用高度修正以避免小齿轮产生根切并改善啮合性能，这时小齿轮采用正变位，大齿轮

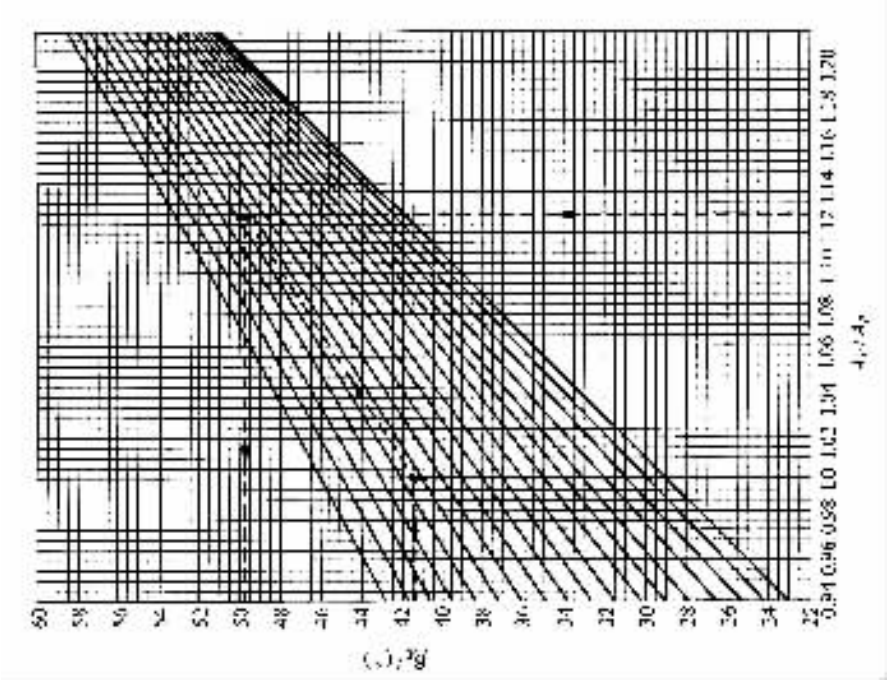


图 4－6－132 N 型齿轮任意点的螺旋角(用于当 $A_X/A_P \geqslant 1$ 时)

采用负变位;当 $z_1 < 12$ 时,除采用高度修正外,还采用短齿制以避免大齿轮产生"二次切削"现象(见图 4－6－139 及其说明)。表 4－6－26 中高度修正的变位量 Δh 可由下式求得:

$$\Delta h \geqslant (1.15m'_P + 0.35) - h''_{1\max} \tag{4-6-36}$$

式中:$h''_{1\max}$——小齿轮不产生根切的最大齿高。

表 4－6－26 延伸外摆线等高齿锥齿轮的齿高参数

齿制 / 参数	标准齿制	高度修正齿制
应用范围	$z_1 > 16$	$z_1 \leqslant 16$
齿高模数	$m'_P = m_{n.P}$	$z_1 \geqslant 13$ 时,$m'_P = m_{n.P}$ $z_1 < 12$ 时,$m'_P = (0.9 \sim 1)\, m_{n.P}$
齿顶高	$h'_1 = h'_2 = m_{n.P}$	$h'_1 = m'_P + \Delta h$ $h'_2 = h_g - h'_1 = m'_P - \Delta h$
齿根高	$h''_1 = h''_2 = 1.15m_{n.P} + 0.35$	$h''_1 = h - h'_1 = 1.15m'_P + 0.35 - \Delta h$ $h''_2 = h - h'_2 = 1.15m'_P + 0.35 + \Delta h$
齿工作高	$h_g = 2h' = m_{n.P}$	$h_g = h'_1 + h'_2 = 2m'_P$
齿全高	$h = h' + h'' = 2.15m_{n.P} + 0.35$	$h = h' + h'' = 2.15m'_P + 0.35$
径向间隙	$C = h - h_g = 0.15m_{n.P} + 0.35$	$C = h - h_g = 0.15m'_P + 0.35$

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

在等高齿中，小齿轮的小端最易产生根切，将小端齿形沿背锥展开可得到 1 个当量圆柱斜齿轮（图 4－6－133）。小齿轮小端无根切的最大齿根高 $h''_{1\max}$ 可如下求出：

由图 4－6－133 可知　、

$$h''_{1\max} = PN_1 \sin\alpha_s = r'_{i1} \sin^2 \alpha_s$$

式中：r'_{i1}——小齿轮小端当量节圆半径，可表示为：

$$r'_{i1} = A_i \tan\gamma_1 = A_i \frac{z_1}{z_2}$$

α_s——端面压力角：

$$\sin\alpha_s = \frac{\sin\alpha}{\cos\beta_i}$$

其中：α——法向压力角；

β_i——小端螺旋角。

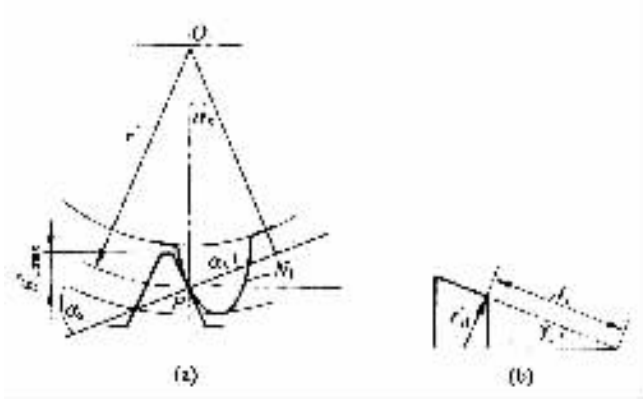


图 4－6－133　小齿轮最大齿根高的计算用图

将 r'_{i1}，$\sin\alpha_s$ 的表达式代入 $h''_{1\max}$ 的表达式，得

$$h''_{1\max} = A_i \frac{z_1}{z_2} \frac{\sin^2\alpha}{\cos^2\beta_i}$$

考虑到在齿根处还有一伞艘角部分 .，其高度约为 $r_{kw}(1 \sim \sin\alpha)$，当选用 EN 刀盘 $\alpha = 20°$ 时约为 $0.65 r_{kw}$，再加上有暗切齿时需将刀盘倾斜一个角度 C'，刀倾后压力角需修正一个 C' 值，因此规定小齿轮不产生根切的最大齿根高为

$$h''_{1\max} = A_i \frac{z_1}{z_2} \frac{\sin^2(\alpha - C')}{\cos^2\beta_i} + 0.65 r_{kw} \tag{4－6－37}$$

或

$$h''_{1\max} = A_i \tan\gamma_1 \left[\frac{\sin(\alpha - C')}{K_b \frac{A_P}{A_i} \cos\beta_P} \right]^2 + 0.65 r_{kw} \tag{4－6－38}$$

式中的系数 $K_b = \frac{A_i \cos\beta_i}{A_P \cos\beta_P}$ 可由图 4－6－133 以 β_P 及 A_P/A_i 查得。

⑦决定是否采用刀倾角 C'

对于扁平的从动齿轮，切齿时有可能发生刀具与齿顶的干涉即‘二次切削’现象。这时，可

以将刀轴倾斜一个角度 C'(图 4－6－135)。图 4－6－136、图 4－6－137、图 4－6－138 是刀倾角 C' 分别等于 0°、1.5°、3°时求从动齿轮可以加工即不产生“二次切削”的最大面锥角形 γ'_{02} 用图。其用法是:先按图 3－6 检 136 查刀轴是否不倾斜($C'=0°$),在图上按 r_b/h 值绘一条纵向直线交于相应的 β_P 曲线上,其交点的纵坐标即为刀轴不倾斜时可以在加工时避免“二次切削”的最大面锥角 γ'_{02} 如果所设计的齿轮的面锥角 γ_{02} 小于此值,即表示刀轴可以不倾斜。反之,即应按此法继续检查 $C'=1°30'$ 时(图 4－6－137)甚至 $C'=3°$ 时(图 4－6－138)是否产生“二次切削”。

刀倾后轮齿两侧的法向压力角应分别修正为

$$\alpha_1=\alpha+C'$$

$$\alpha_2=\alpha-C'$$

刀倾法应尽量避免采用,至少只采用最小的刀倾角。可通过加大螺旋角、增加齿轮齿数、采用短齿或采用 X 型齿轮(面锥角及根锥角不等于理论节锥角的相交轴齿轮)等修改产品设计方法来达到不用刀倾角的目的。

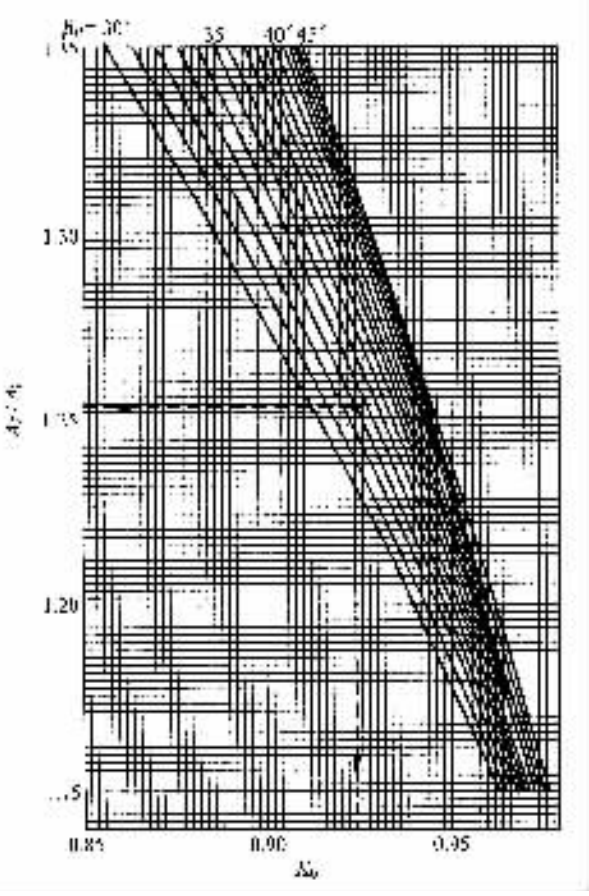


图 4－6－134 选择系数 K_b 用曲线

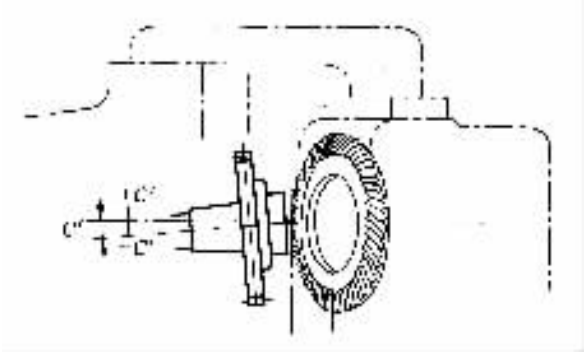


图 4－6－135 刀盘轴线倾斜角 C'

关于“二次切削”现象,由表 4－6－15 可知,由于圆锥齿轮的面锥角为

$$\gamma_{02}=\gamma_2+\delta_1=\arctan\frac{z_2}{z_1}+\delta_1$$

因此,当齿轮副传动比很大($i=z_2/z_1\geqslant 4$)时,大齿轮的面锥角较大使面锥形状较扁平,加上“奥利康”制齿轮的铣刀盘直径较小而等高齿小端齿高相对较大,因此在切齿时内精切刀齿沿

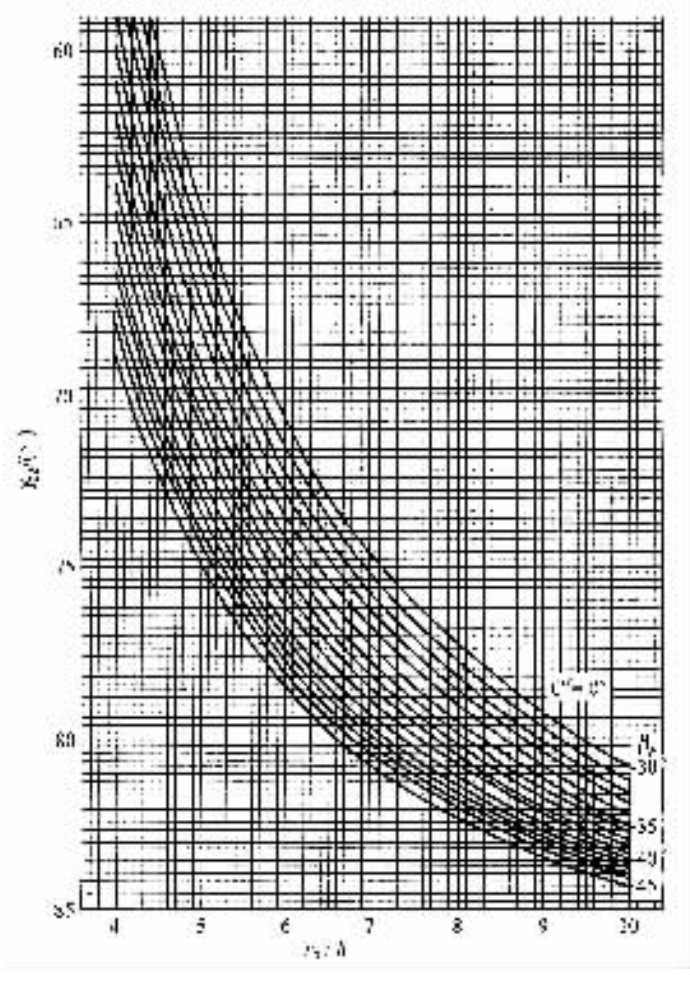


图 4－6－136　刀轴倾角 $C'=0°$时求大齿轮面锥角 γ_{02}用图

被切齿轮的齿间出来后当走到齿圈的另一部分处，有可能再次切到齿圈，损伤已加工好的齿轮，尤其容易损伤小端，形成有害的“二次切削”现象。

如图 4－6－139 所示，刀盘刀顶在切削运动中构成与大齿轮根锥相切的平面 $N-N$，它与面锥的交线为一抛物线 K。而这根抛物线与大齿轮内外圈交于 C_1、C_2 点。刀盘在切削 P 点处齿间的同时，其内精切刀齿在另一面的投影与齿轮内外圈交于 a_1、a_2 点。如果 a_1，a_2 点相对刀盘中心 O_d 位于抛物线段 C_1C_2 的外侧，则不会发生“二次切削”，否则就会先在大齿轮小端 a_2 处先发生“二次切削”现象。有时为了避免小齿轮的小端齿顶变尖或避免大齿轮小端的“二次切削”以及工艺装夹需要（在大齿轮上）而将小端削平一部分，如图 4－6－139 所示。

⑧齿厚参数

高度修正受小齿轮小端齿顶变尖的限制不能太大。因此当传动比较大时采用高度修正的同时，还采用切向修正以进一步增加小齿轮的齿厚，平衡大小齿轮的强度，使两者在危险断面处的齿厚接近相等，并使小齿轮小端齿顶的法向齿厚大于 $0.5m_{\mathrm{P}}$。小齿轮加厚 ΔS，大齿轮减薄 ΔS。通常可根据下式或表 4－6－27 进行初步选择，由表 4－6－27 所得的 ΔS 值较大。

$$\Delta S=\left(\frac{1}{\tan\gamma_1}-1\right)\frac{m_{\mathrm{n.P}}}{50}=0.02\left(\frac{z_2}{z_1}-1\right)m_{\mathrm{n.P}} \tag{4-6-39}$$

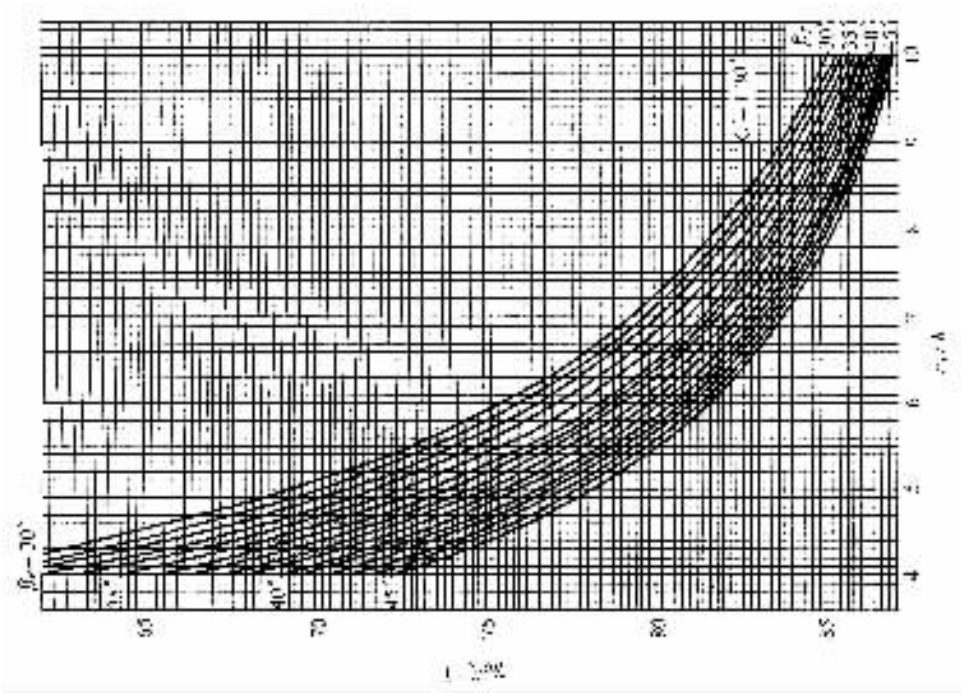


图 4－6－137 刀轴倾角 $C' = 1°30'$ 时求大齿轮面锥角 γ_{02} 用图

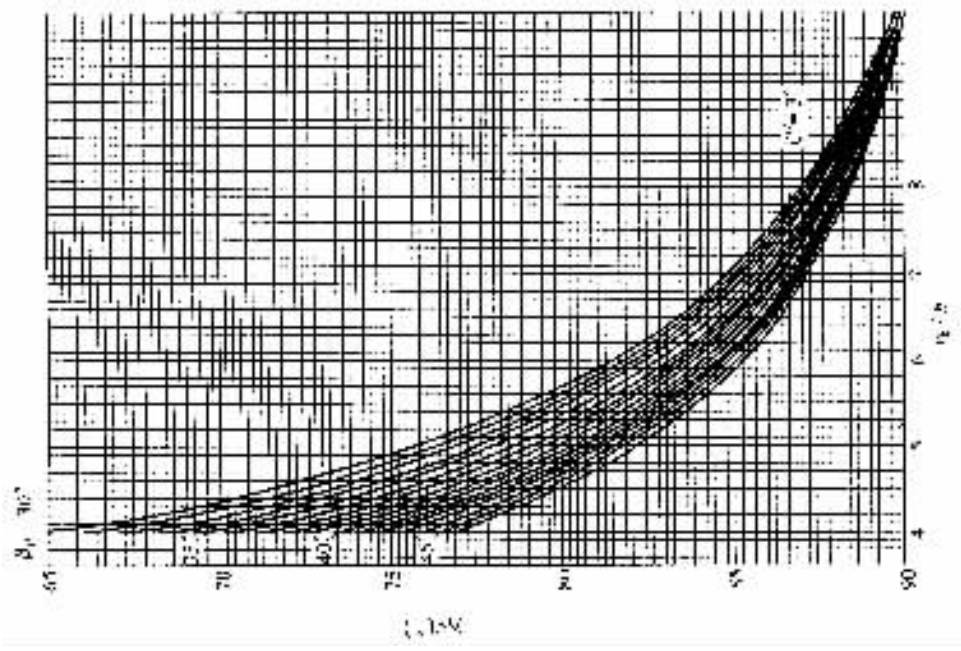


图 4－6－138 刀轴倾角 $C' = 3°$ 时求大齿轮面锥角 γ_{02} 用图

小齿轮参考点分度圆法向理论弧齿厚为

$$S_{n.P1} = \frac{\pi m_{n.P}}{2} + 2\Delta h \tan\alpha + \Delta S \tag{4－6－40}$$

标准分享网www.bzfxw.com 免费下载

大齿轮参考点分度圆法向理论弧齿厚为

$$S_{n.P2} = \frac{\pi m_{n.P}}{2} - 2\Delta h \tan\alpha - \Delta S$$
$$= \pi m_{n.P} - S_{n.P1} \qquad (4-6-41)$$

式中：$m_{n.P}$——法向参考模数。

表 4－6－27　齿厚切向修正量 ΔS

z_2/z_1	1～2	2～3	≥4
ΔS	0	$0.05m_P$	$0.1m_P$

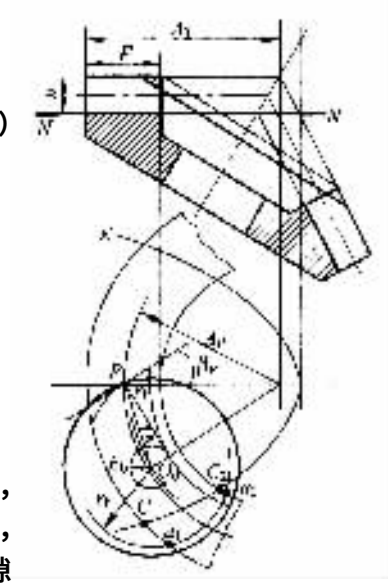


图 4－6－139 “二次切削”现象分析

⑨齿侧间隙 B

根据设计要求选择，如系单向传动或齿轮精度要求高时，间隙可以较小；当用于正反两个方向传动或齿轮精度较低时，齿侧间隙应较大。在高速传动中要注意不要因热胀而将间隙抵消。B 按轮齿的法向测定。由于大小齿轮齿侧面的凸面和凹面都是采用双面切齿法一次切出，因此，齿侧间隙是由大小齿轮的弧齿厚各减去 $B/2$ 而得到。可用下式近似计算：

$$B = (0.02 \sim 0.1)\, m_{n.P} + 0.05 \quad \text{mm} \qquad (4-6-42)$$

一般取

$$B = 0.03 m_{n.P} + 0.05 \quad \text{mm} \qquad (4-6-42)$$

通常在 $B = (1/20 \sim 1/30)\, m_{n.P}$ 范围内取下列圆整值：0.08，0.12，0.16，0.20，0.24，0.28，0.32，0.36。

2）特型（G 型）延伸外摆线齿螺旋锥齿轮的几何尺寸计算

表 4－6－28 为其计算程序。其特点及使用范围见前面说明。

表 4－6－28　特型（G 型）延伸外摆线齿螺旋锥齿轮几何尺寸计算程序表
（用于轴交角 $\Sigma = 90°$，$(z_2/z_1) < 3$ 的小型齿轮传动）

长度单位：mm

序号	项　目	计算公式或选择方法	举　例
(1)	齿数	z_1、z_2：两者之间不应有公约数，$z_1 + z_2 \geq 40$	$z_1 = 13$，$z_2 = 26$
(2)	大端端面模数	m	2.822
(3)	螺旋方向	螺旋方向的规定参见 3.2.3 节.6	主动齿轮：右旋；从动齿轮：左旋
(4)	节圆直径	$d_1 = mz_1$，$d_2 = mz_2$	$d_1 = 36.586$；$d_2 = 73.172$
(5)	节锥角	$\gamma_1 = \arctan\frac{z_1}{z_2}$，$\gamma_2 = 90° - \gamma$	$\gamma_1 = 26°33'54''$；$\gamma_2 = 63°26'6''$

（续）

序号	项目	计算公式或选择方法	举例
(6)	节(外)锥距	$A_0=\frac{d_1}{2\sin\gamma_1}=\frac{d_2}{2\sin\gamma_2}$	41.01677
(7)	齿面宽	$F=0.285A_0$	取 $F=10$
(8)	内锥距	$A=A_0-F$	31.02
(9)	参考锥距	$A_P=A_0-0.5F$	35.02
(10)	参考点螺旋角	β_P（按需选取，受力监限制，当 $\beta_P=0°$ 时即为零度螺旋锥齿轮）	为 35°
(11)	参考点法向模数	$m_{nP}=\frac{2A_P\sin\gamma_2\cos\beta_P}{z_1}$	1.973706
(12)	齿高模数	$m=\begin{cases}m'_P=m_{nP} & \text{当 } z_1\geq13\\ m'_P=(0.9\sim1.0)m_{nP} & \text{短齿，当 } z_1<13\text{，见表 3-25}\end{cases}$	$m'_P=1.973706\approx2$
(13)	齿工作高	$h_a=2m'_P$	4
(14)	齿全高	$h=2.15m'_P+0.35$	4.65
(15)	不产生根切时主动齿轮允许的最大齿根高	当 $z_1\leq16$ 时才算此项，由于采用 TC 盘刀具，故 $\alpha=17°30'$ $h'_{1max}=A\tan\gamma\left(\frac{\sin^2\alpha}{\cos^2\beta_P}\right)+0.15m'_P$	2.003
(16)	高度变位量	$\Delta h\geq(1.15m'_P-0.35)-h'_{1max}$	2.65
(17)	齿顶高	$h'_1=m'_P+\Delta h$；　$h'_2=m'_P-\Delta h$	$h'_1=2.65$；　$h'_2=1.35$
(18)	齿根高	$h''_1=h-h'_1$；　$h''_2=h-h'_2$	$h''_1=2.00$；　$h''_2=3.30$
(19)	径向间隙	$c=h-h_a=0.15m'_P+0.35$	0.65
(20)	外圆直径	$d_{e1}=d_1+2h'_1\cos\gamma_1$；　$d_{e2}=d_2+2h'_2\cos\gamma_2$	
(21)	节锥顶点至齿轮外缘距离	$X_{c1}=\frac{d_2}{2}-h'_1\sin\gamma_1$；　$X_{c2}=\frac{d_1}{2}-h'_2\sin\gamma_2$	
(22)	轮向变位量	$\Delta S\approx0.02\left(\frac{z_2}{z_1}-1\right)m_{nP}$	0.039 或 $\Delta S=0.04$
(23)	参考点分度圆法向弧齿厚	$S_{nP}=\frac{\pi m_{nP}}{2}+2\Delta h\tan\alpha-\Delta S$； $S_{n1}=\pi m_{nP}-S_{n2}$	
(24)	齿侧间隙	$B\approx0.03m_{nP}+0.06$，通常在 $B=\left(\frac{1}{20}\sim\frac{1}{30}\right)m_{nP}$ 范围内取下列圆整数值：0.08，0.12，0.16，0.20，0.24，0.28，0.32，0.36	0.12

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

3）HN 型伸外摆线齿双曲面齿轮的几何尺寸计算

这种齿轮用于$(z_1/z_2)<0.24$，$(d_2/E)>6.75$ 及$[(d_2/E)/(z_1/z_2)]>33$ 时。表 4－6－29 为其计算程序。图 4－6－140 标出了其主要尺寸。设计时按该表所列公式及其后的注释循序进行选择和计算即可。第一次试算得出的 r'_b 值（第（52）项）应与刀盘的名义值（见表 4－6－23）比较，并选择接 r'_b 值的标准值 r_b。该值最好稍小一些，并以下检验 r_b 值是否适当：

$$\beta_{P2}=\arcsin\frac{r_b}{R'_{M2}}$$

式中：R'_{M2}为（51）项的第一次试算结果。

由上式求出 β_{P2}应在 30°以上。当 $\beta_{P2}<30°$时，应再选一较大的 r_b 值。

表 4－6－29　HN 型伸外摆线齿双曲面齿轮的几何尺寸计算程序表

（用于轴交角$\sum=90°$，$(z_1/z_2)<0.24$，$(d_2/E)>6.75$，$[(d_2/E)/(z_1/z_2)]>33$）

长度单位：mm

序号	项目及计算公式	举　例	注　释
(1)	z_1	9	主动齿轮齿数 z_1 的选择：参考表 3-12～表 3-13
(2)	z_2	37	从动齿轮齿数 z_2 的选择：参考表 3-13、表 3-13 并由 z_1 及传动比确定，但 z_1、z_2 间不应有公约数。当 $z_1\geqslant40$ 时对轿车最好取 $z_1+z_2=50\sim60$
(3)	z_1/z_2	0.162	
(4)	d_2	365	从动齿轮节圆直径 d_2 的选择：按式（3-13），参考图 3-60～图 3-99
(5)	F	48	从动齿轮齿面宽：一般取 $F=(0.25\sim0.30)A_2$，最好取 $F=\frac{1}{3.5}A_2=0.285A_2$
(6)	$r'_{P2}=0.413d_2$	151.005	初选的从动齿轮参考点处的分度圆半径
(7)	E	58.0	偏移距，选择方法见本章 3.2.3 节，4
(8)	$\frac{r'_{P2}}{E}$	2.189	
(9)	γ'_2	74.9°	从动齿轮近似节锥角，由图 3-91 按 r'_{P2}/E 及 z_1/z_2 查得
(10)	K'	1.2511	初选的主动齿轮放大系数：由图 3-92～图 3-95 按 r'_{P2}/E 及 z_1/z_2 查得
(11)	$\Delta r_2=\gamma'_{P2}\left(\cot\gamma'_2-K'\frac{z_1}{z_2}\right)$	10.8566	
(12)	l_1	190	主动齿轮的安装距，由结构并参考图 3-99 确定
(13)	l_2	78	从动齿轮的安装距，由结构并参考图 3-99 确定

（续）

序号	项目及计算公式	举例		注解
(14)	L_{11}	128		参照图3-90，由 L_1、L_2、d_2、γ_2'、ΔL_2 及 F 等原始数据作图确定，此时主动齿轮齿面宽 F_1 比从动齿轮齿面宽 F 在大、小端各长出 $(F/30)\sim(F/10)$
(15)	L_{12}	179		
(16)	$r_{v2}=0.5d_2-0.4F\sin\gamma_2'$	163		从动齿轮参考点处的分度圆半径
(17)	$\frac{r_{v2}}{E}$	4.223		
(18)	K	第一次试算	第二次试算	由图3-92～图3-95按 r_{v2}/E 及 r_1/r_2 查得主动齿轮放大系数
		1.2462	1.2449	
(19)	U	637.2	642.38	由图3-97～图3-100按 r_{v2}/E 及 r_1/r_2 查得 U/r_{v2} 再乘2(16)项
(20)	$r_{v1}=Kr_{v2}\frac{r_1}{r_2}$	33.0154	32.9067	
(21)	$\tan\varphi=\frac{E}{U}$	0.0605	0.060089	
(22)	γ		3°25′20″	
(23)	$\sin\gamma$	0.0605	0.059984	
(24)	$\cos\gamma$		0.998199	
(25)	$\sin\varphi_1=\frac{E-r_{v1}\sin\gamma}{r_{v1}}$	0.2246	0.224701	
(26)	φ_1		12°56′6″	见图3-90
(27)	$\cos\varphi_1$	0.9745	0.974428	
(28)	$\cos\gamma_2=\frac{\sin\varphi_1}{\tan\gamma}$	3.7053	3.730470	
(29)	γ_2		75°1′42″	从动齿轮节锥角
(30)	$\sin\gamma_2$	0.9655	0.966064	
(31)	$\cos\gamma_2$	0.2605	0.258342	
(32)	$\sin\gamma_1=\cos\varphi_1\cos\gamma_2$	0.2559	0.251727	
(33)	γ_1		14°31′57″	主动齿轮节锥角
(34)	$\tan\gamma_1$		0.260138	
(35)	$\cos\gamma_1$	0.9672	0.967795	
(36)	$\sin\varphi_2=\frac{\sin\varphi_1}{\cos\gamma_1}$	0.2322	0.232178	
(37)	φ_2	13°25′36″	13°25′31″	
(38)	$\cos\varphi_2$	0.9727	0.972674	
(39)	$\tan\beta_{v1}=\frac{K-\cos\varphi_2}{\sin\varphi_2}$	1.1908	1.172468	

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

（续）

序号	项目及计算公式	单	测	注　　释
(40)	β_{P1}	40°38′42″	40°32′32″	主动齿轮参考点螺旋角
(41)	$\sin\beta_{P1}$	0.7058	0.730853	
(42)	$\beta_{P2}=\beta_{P1}-\varphi_\gamma$	36°33′42″	36°33′42″	从动齿轮参考点螺旋角
(43)	$\sin\beta_{P2}$	0.5955	0.589357	
(44)	$\cos\beta_{P2}$	0.8033	0.807880	
(45)	$A_{P1}=\frac{r_{P1}}{\cos\gamma_1}$	130.05	130.7146	主动齿轮参考锥距
(46)	$A_{P1}\sin\beta_{P1}$	99.59	99.4546	
(47)	$A_{P2}=\frac{r_{P2}}{\sin\gamma_2}$	168.62	168.7276	从动齿轮参考锥距
(48)	$A_{P2}\sin\beta_{P2}$	100.53	99.5438	
(49)	$z_1^2+(K_{z1})^2=z_2^2$	425.78	424.7919	
(50)	z_2	57.7515	57.7464	假想平面齿轮齿数
(51)	$K_{z2}=z_{P2}\frac{z_1}{z_2}$	166.28	166.2977	
(52)	$n=R_{K2}\sin\beta_{P2}$	99.04	98.0028	
(53)	$L_{P1}=r_{P1}\cos\eta$	158.8318		见图 3-30
(54)	$L_{P2}=r_{P1}\cos\eta$	52.8464		见图 3-30
(55)	$\Delta L_1=\frac{r_{P1}}{\tan\gamma_1}-L_{P1}$	−32.9280		主动齿轮节锥顶点至从动齿轮轴线的距离，负号表示该顶点未越过从动齿轮轴线
(56)	$\Delta L_2=\frac{r_{P2}}{\tan\gamma_2}-L_{P2}$	+10.7427		从动齿轮节锥顶点至主动齿轮轴线的距离，正号表示该顶点已越过主动齿轮轴线
(57)	$\frac{m_{n,P}}{2}=\frac{r_{P2}}{z_2}\cos\beta_{P2}$	3.55804		
(58)	$m_{n,P}$	7.11608		参考点法向模数
(59)	确定刀盘型号	ENT—99		根据(52)项最后一次试算结果按表 3-23 选择
(60)	确定刀片型号	ENS874		按图 3-30
(61)	r_{tn}	1.65		按选定的刀片型号查表 3-23
(62)	齿顶模数 m_a'	7.1		$m_a'=\begin{cases}m_{n,P}+m_{n,P} & 当z_1\geq 13\\ m_{n,P}-(0.9\sim1.0)m_{n,P} & 当z_1<12，为短齿\end{cases}$
(63)	$h_a=2m_a'$	14.2		齿工作高
(64)	$h=2.15m_a'+0.35$	15.5		齿全高
(65)	C'	0°		刀倾角 C'，按图 3-36～图 3-38
(66)	$h_{1max}'=1.7\sin(20°-C')\times(z_{11}-\Delta L_1)\frac{\tan\gamma_1}{\cos\gamma_1}+0.35r_{tn}$	3.2		不产生根切时主动齿轮允许的最大齿根高

（续）

序号	项目及计算公式	举例	注释
(67)	$\Delta h_1^{\prime}=(1.15m_{1}^{\prime}-0.35)h_{1max}^{\prime}$	2.3	高度变位量
(68)	$h_1^{\prime}=m_1^{\prime}-\Delta h$	9.4	主动齿轮齿顶高
(69)	$h_2^{\prime}=m_2^{\prime}-\Delta h$	4.8	从动齿轮齿顶高
(70)	$h_1^{\prime}=h-h_1^{\prime}$	6.2	主动齿轮齿根高
(71)	$h_2^{\prime}=h-h_2^{\prime}$	13.8	从动齿轮齿根高
(72)	$C=h+h_c=0.15m_2^{\prime}+0.35$	1.415	径向间隙
(73)	$\Delta L_{a1}=\Delta L_{a1}+\frac{h_2^{\prime}}{\sin\gamma}$	5.2115	见图 3-90 主动齿轮面锥顶点至从动齿轮轴线的距离
(74)	$d_{a1}=2(L_{a1}+\Delta L_{a1})\cos\gamma_1$	95.7296	主动齿轮外圆直径
(75)	$d_{a2}=d_2-2h_2^{\prime}\cos\gamma_1$	367.4900	从动齿轮外圆直径
(76)	$L_{e2}=L_2+\Delta L_2+h_2^{\prime}\sin\gamma_2-\frac{d_e}{2\tan\gamma_2}$	44.5758	从动齿轮轮齿外缘至背面之间的距离
(77)	$L_{i2}=L_{e2}+b\cos\gamma_2$	55.9758	从动齿轮轮齿内缘至背面间的距离
(78)	$A_2=\frac{d_2}{2\sin\gamma_2}$	188.9128	从动齿轮节锥距
(79)	$A_e=A_2-F$	140.9128	从动齿轮外锥距
(80)	$\Delta S=(\cos\gamma_2-1)\frac{m_{n2}}{50}$	3.4	切向变位量
(81)	$B=2.03m_{n2}+0.05$	3.2	侧隙间隙，取下列且整数值：0.08，0.12，0.16，0.20，0.24，0.28，0.32，0.36
(82)	K_v	0.956	由图 3-84 由 d_{v2} 及 A_{v2}/A_e 查得，或用 L_2 参考点从动模数之乘值 K_L

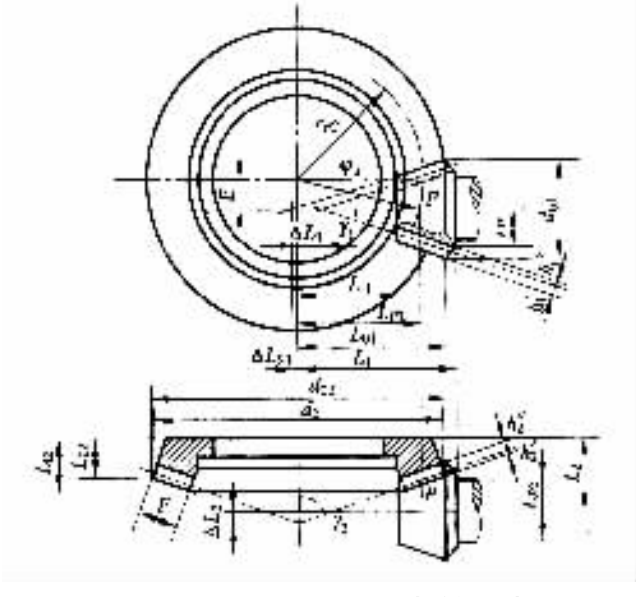


图 4－6－140 HN 型双曲面齿轮的尺寸

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

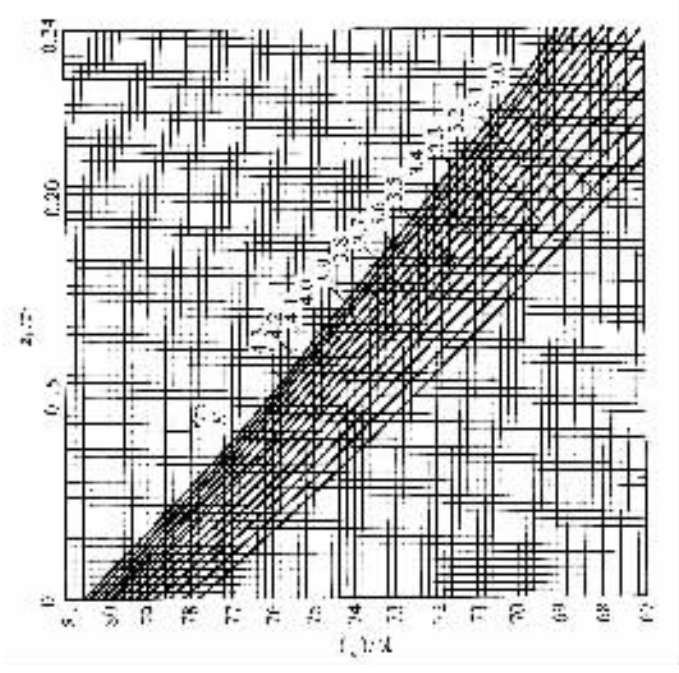


图 4－6－141　HN 型双曲面双从动齿轮节锥角 γ_2 的求法

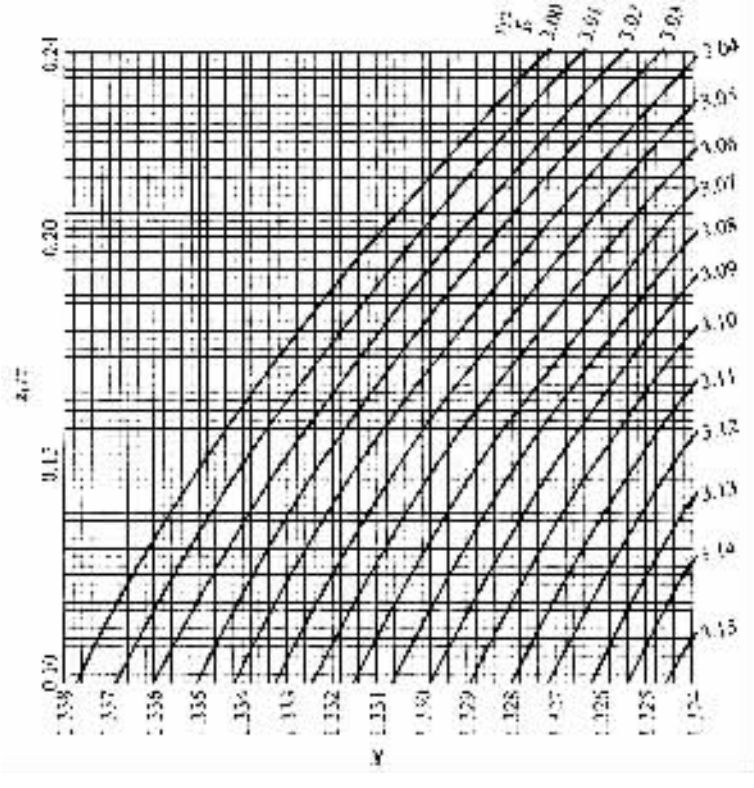


图 4－6－142　系数 K 的求法(一)

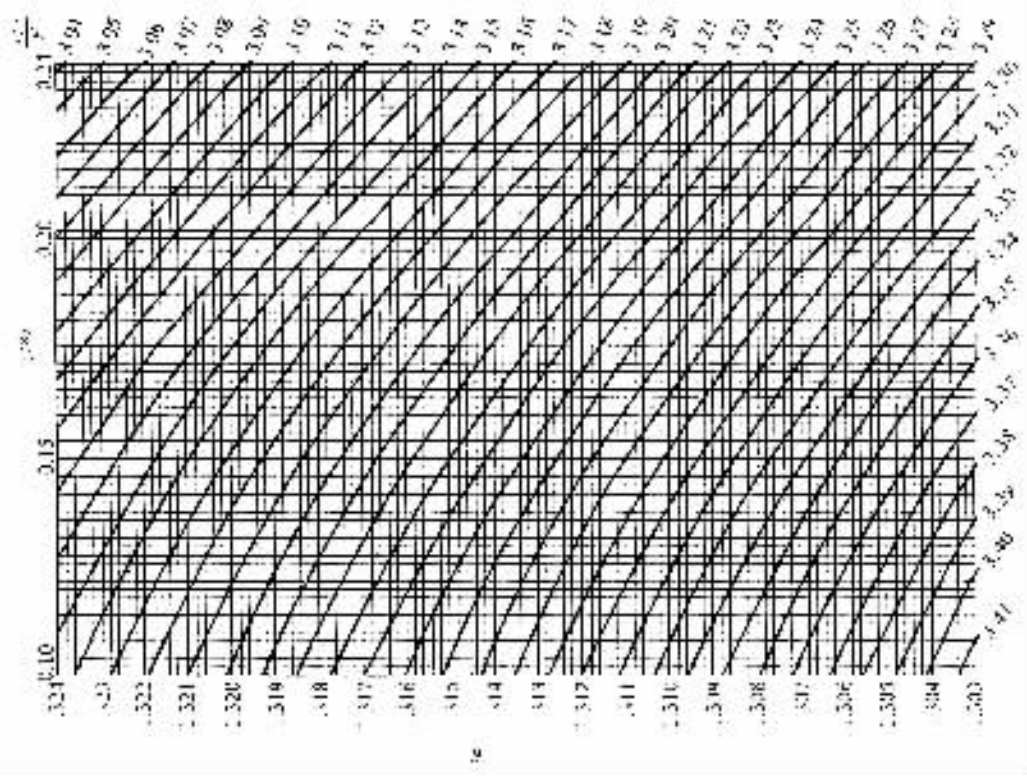


图 4－6－143 系数 K 的求法(二)

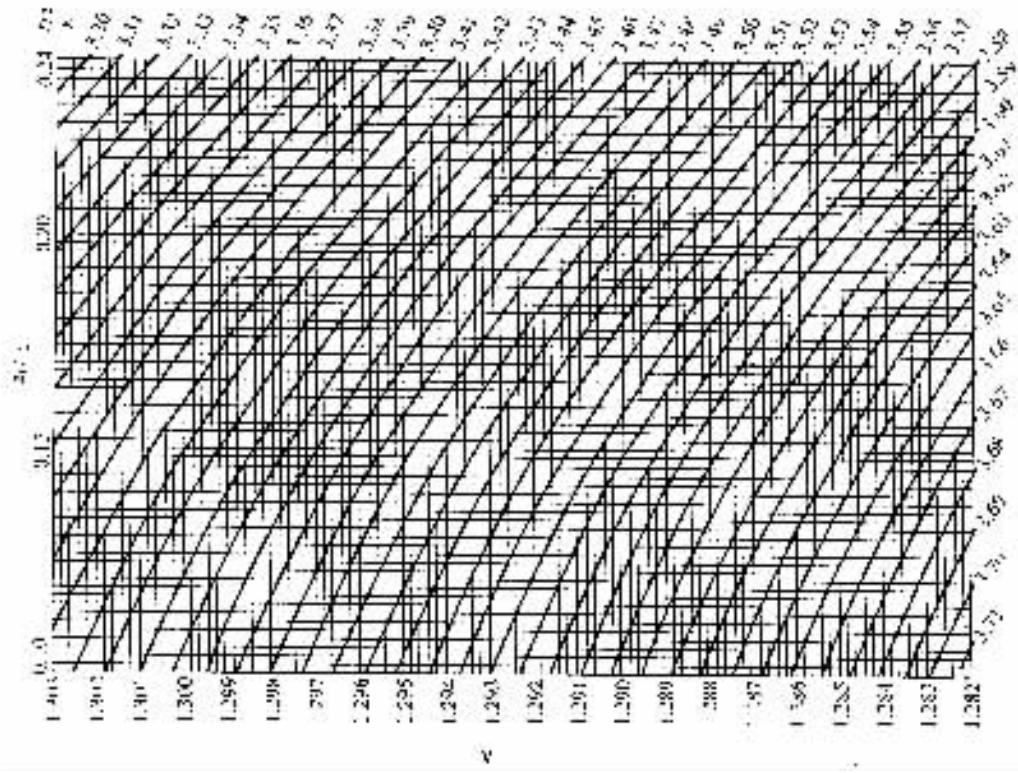


图 4－6－144 系数 K 的求法(三)

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

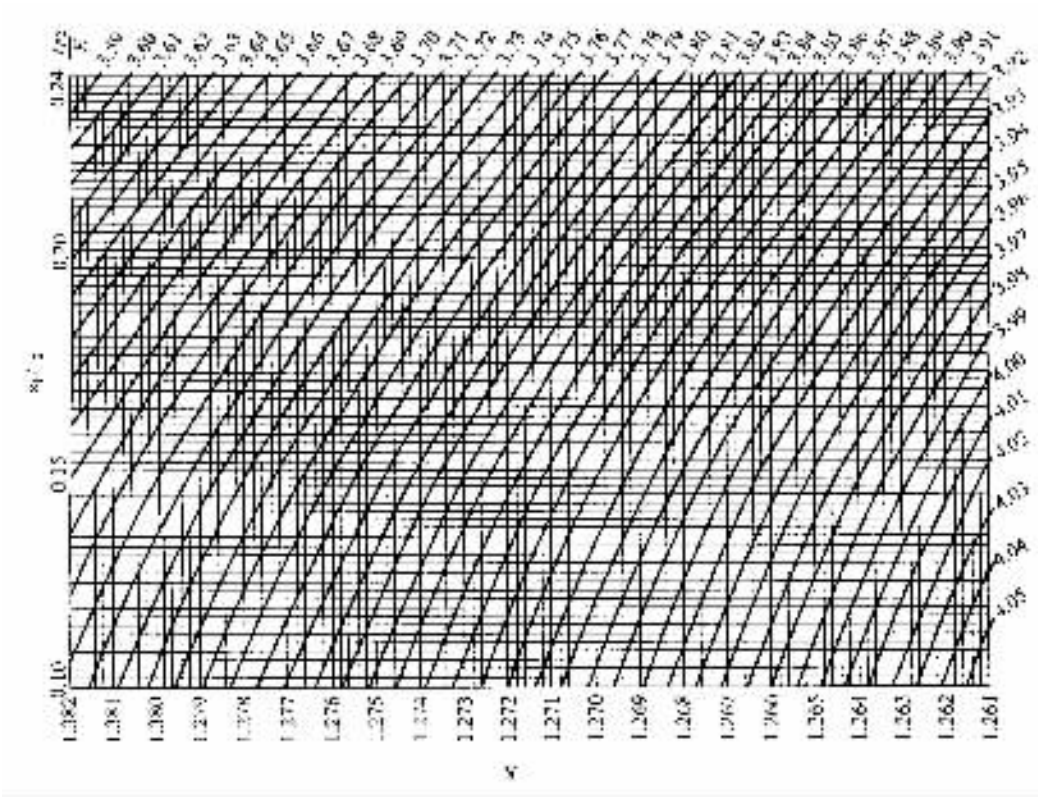


图 4－6－145　系数 K 的求法(四)

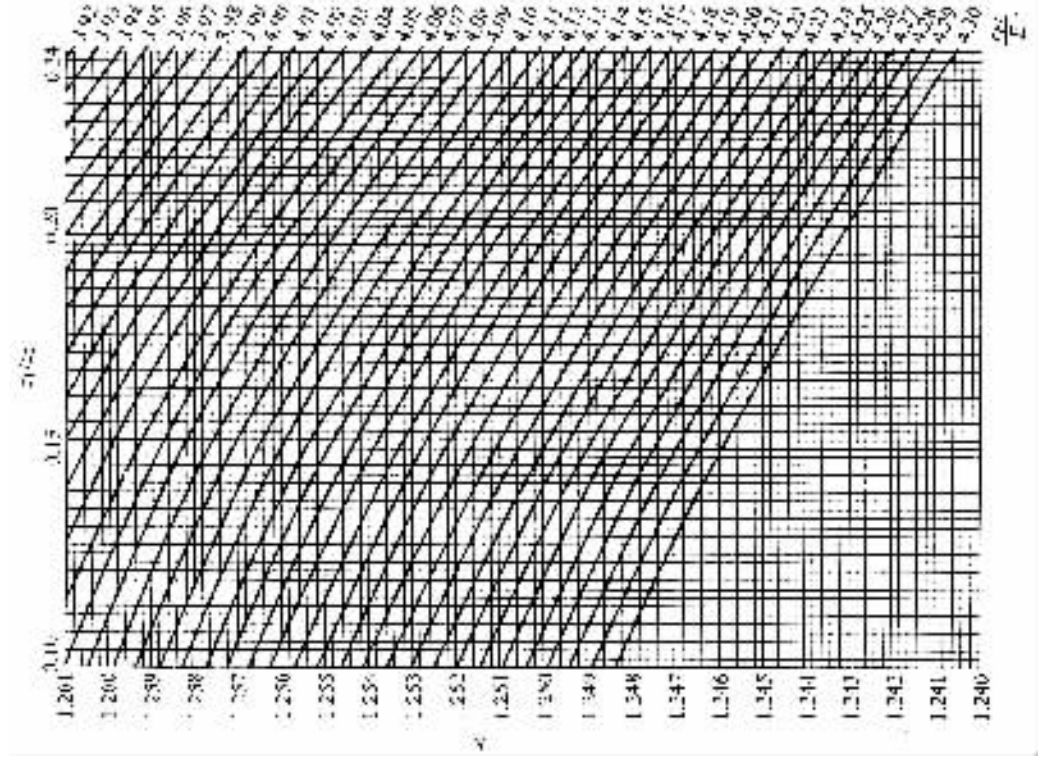


图 4－6－146　系数 K 的求法(五)

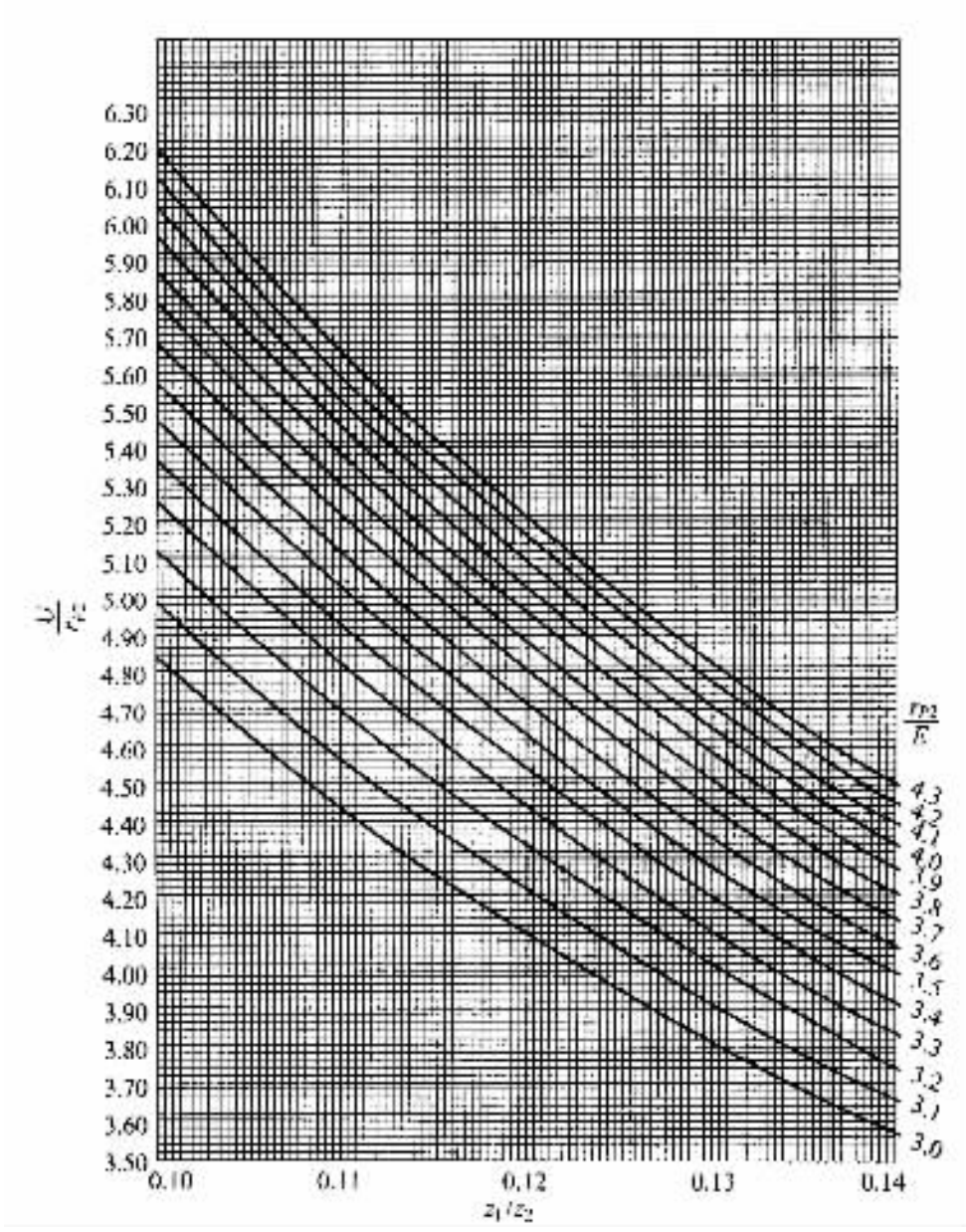


图 4－6－147 $\frac{U}{r_{p2}}$的求法(一)

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

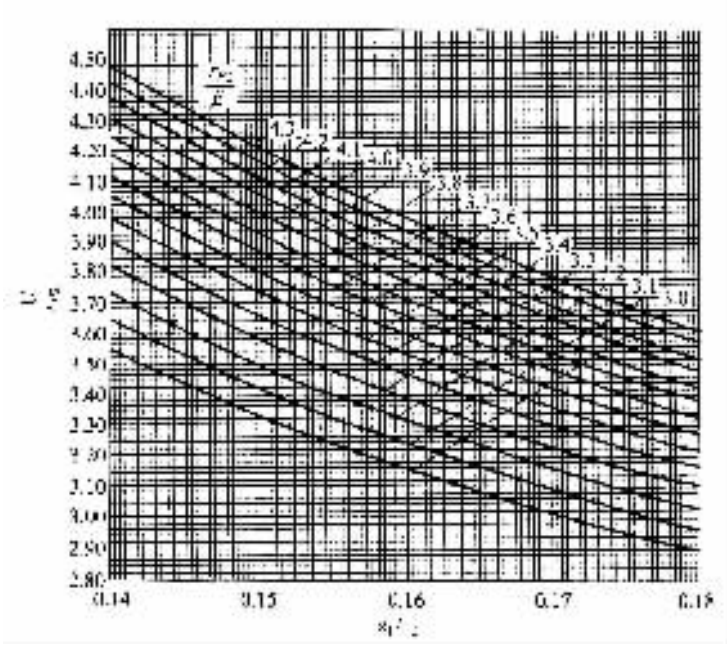


图 4－6－148　$\frac{U}{r_{p2}}$的求法(二)

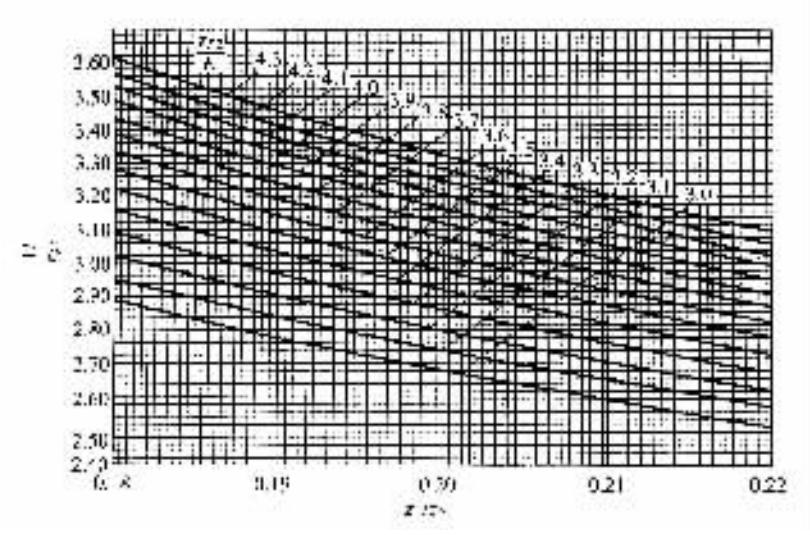


图 4－6－149　$\frac{U}{r_{p2}}$的求法(三)

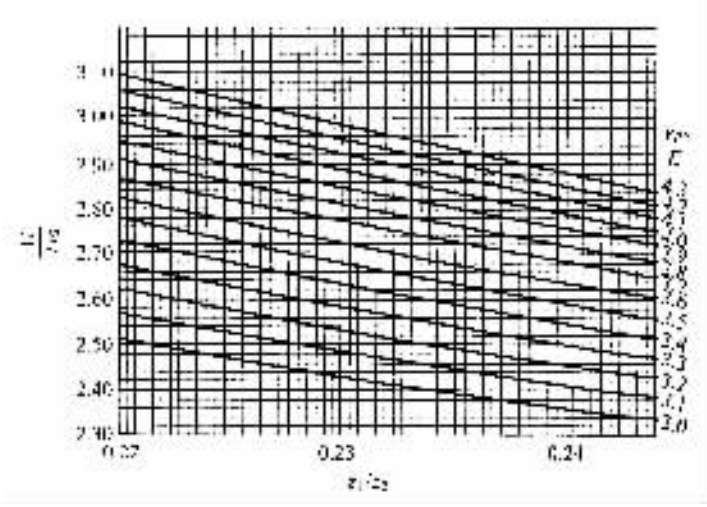


图 4－6－150 $\frac{U}{r_{P2}}$的求法(四)

第二次试算时,用第一次算的 φ'_P((37)项)按下式得到新的 β_{P1}:

$$\beta_{P1} = \beta_{P2} + \varphi'_P$$

式中:β_{P2}为由前一式求出的。

由以上两式求出的 β_{P1}及 β_{P2}代入下式可求出第二次试算用的新的 K 值及 U 值。

$$K = \tan\beta_{P1}\sin\varphi'_P + \cos\varphi'_P$$

$$U = r_{P2}\left(K\frac{z_1}{z_2} + \frac{z_2\sin\beta_{P2}\cos\varphi'_a}{Kz_1\sin\beta_{P1}}\right)$$

按上式计算的 K 值、U 值代入第(18)、(19)项内作为第二次试算的原始数据进行第二次试算。第二次试算所得的 $A_{P1}\sin\beta_{P1}$和 $A_{P2}\beta_{P2}$(见第(46)和(48)项)两值相差若大于 1%,且 r_b 值(见(52)项第二次试算结果)与标准刀盘半径(见表 4－6－23)的差值大于 0.2mm 时,则必须按上述方法再找出新的 K 值及 U 值进行第三次试算。

4)HG 型延伸外摆线齿双曲面齿轮的几何尺寸计算

HG 型齿轮用于$(z_1/z_2) < 0.33$,$(d_2/E) > 4.8$ 时。表 4－6－30 为其计算程序。图 4－6－151 标出了其主要尺寸。设计时沿表中顺序按公式及其后的注释进行选择和计算即可。

在计算时,如第一次试算的 β_{P1} 值(第(36)项)与要求的数值相差太大,应再用算得的 $\sin\varphi_P$,和 $\cos\varphi_P$,(第(32)、(34)项)代入第(15)项 K 值的公式中,算出新的 K 值。K 值合适后进一步试算 r'_b。第一次算得的 r'_b 往往与 r''_b 值不一致,必须用新的 $\tan\eta$ 值计算。它可用(r'_b/r''_b)乘以旧的 $\tan\eta$ 值得到。若 r'_b 与以相差不大于 3%～5%,最后计算可用同一个 K 值和修改的 η 值。

一般选用 20°或 22°30′的压力角,在这种情况下,主动齿轮外刀压力角 α_{01}(第(63)项)应大于 11°。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

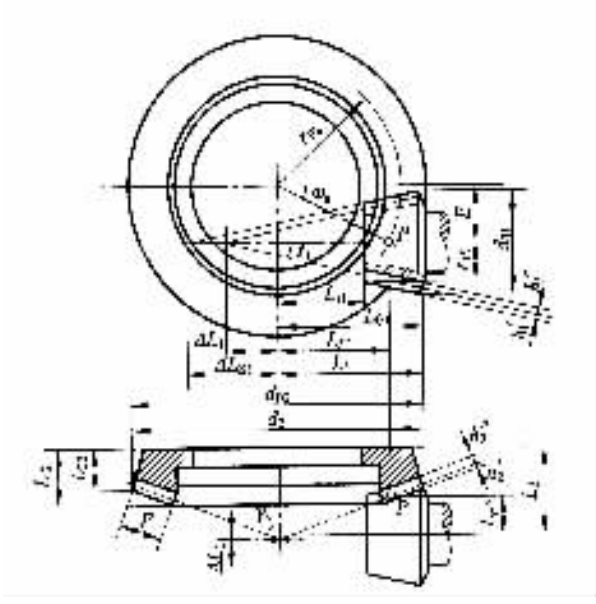


图 4－6－151　HG 型双曲面齿轮的尺寸

表 4－6－30　HG 型延伸外摆线齿双齿轮的几何尺寸计算程序表

（用于轴交角 $\sum=90°$，$(z_1/z_2)<0.33$，$(d_2/E)>4.8$）　　长度单位：mm

序号	计算公式	举例	注释
(1)	z_1	9	主动齿轮齿数 z_1 的选择：参考表 3-10～表 3-13
(2)	z_2	4[illegible]	从动齿轮齿数 z_2 的选择：参考表 3-10、表 3-13 并由 z_1 及传动比确定，但 z_1、z_2 间不应有公约数，应使 $z_1+z_2\geq40$，对新车最好取 $z_1=z_2=50\sim60$
(3)	z_1/z_2	3.219512	
(4)	d_2	223	从动齿轮节圆直径 d_2 的选择：按式(3-13)，参考图 3-68～图 3-69
(5)	F	22	从动齿轮齿面宽，一般取 $F=(0.25\sim0.30)A_0$，最好取 $F=\frac{1}{3.5}A_0=0.285A_0$
(6)	E	42	偏移距，选择方法见本章 3.2.5 节，4
(7)	$\gamma_1\approx\arctan\cot1.2\frac{z_2}{z_1}$	75°14′26″	从动齿轮节锥角
(8)	$\Delta L_1\approx-0.072\frac{z_2}{z_1}d_2$	3.5245	
(9)	L_1	105.5	主动齿轮的安装距，由结构并参考图 3-101 确定
(10)	L_2	52.19	从动齿轮的安装距，由结构并参考图 3-101 确定

（续）

序号	计算公式	举例		注释
(11)	L_{e1}	66		参照图 3-101 由 ΔL_{e1}、L_{e1}、L_{e2}、d_2、γ_2' 及 F 等原始数据作图确定，此时主动齿轮齿面宽 F' 之从动齿轮齿面宽 F 在大、小端各长出 $F/20\sim F/10$
(12)	L_{e2}	105.5		
(13)	$r_{e2}=\frac{d_2}{2}-1.18\left(3.44-\frac{z_1}{z_2}\right)F$	32		从动齿轮参考点处的分度圆半径，根据齿侧的大小，r_{e2} 可以比计算值减小 $F/20$
(14)	$\frac{r_{e2}}{E}$	2.1905		
(15)	$K=\tan\beta_{e1}\sin\varphi_r'-\cos\varphi_r'$	第一次试算	第二次试算	主动齿轮放大系数：当 $\beta_{e1}=50°$ 时，K 值由图 3-102 根据 z_1/z_2 与 r_{e2}/E 查得，当 $\beta_{e1}\neq50°$ 时，K 值由左边栏为公式求得，式中 $\varphi_r'=50°-\beta_{e1}'$，而 $\beta_{e1}'=\arccos0.8428K_{\beta e}$，$K_{\beta e}$ 见图 3-102
			1.4175	
(16)	$r_{m1}=Kr_{e2}\frac{z_1}{z_2}$		28.62658	主动齿轮平均节圆半径
(17)	$\tan\eta$		0.132434	由图 3-103 求得，$\tan\eta$ 增加则 H 值名义半径减小
(18)	η		7°32′52″	
(19)	$\sin\eta$		0.131288	
(20)	$\cos\eta$		0.961344	
(21)	$\sin\varphi_r=\frac{E-r_{e2}\sin\eta}{r_{e2}}$		0.415670	
(22)	φ_r		24°33′41″	参考点处的螺旋角，见图 3-101
(23)	$\cos\varphi_r$		0.909775	
(24)	$\tan\gamma_2=\frac{\sin\varphi_r}{\tan\eta}$		3.158506	
(25)	γ_2		72°19′42″	从动齿轮节锥角
(26)	$\sin\gamma_2$		0.952809	
(27)	$\cos\gamma_2$		0.303771	
(28)	$\sin\gamma_1=\cos\varphi_r\cos\gamma_2$		0.276103	
(29)	γ_1		16°01′42″	主动齿轮节锥角
(30)	$\tan\gamma_1$		0.287270	
(31)	$\cos\gamma_1$		0.957128	
(32)	$\tan\varphi_r=\frac{\sin\varphi_r}{\sin\gamma_1}$		0.432481	
(33)	φ_r		23°37′30″	假想平面齿轮参考点处的螺旋角

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

（续）

序号	计算公式	举例	注释
(34)	$\cos\varphi_p$	0.931644	
(35)	$\tan\delta_{p1}=\frac{K-\cos\varphi_p}{\sin\varphi_p}$	1.192783	
(36)	δ_p	50°01′28″	
(37)	$\sin\delta_{p1}$	0.766329	
(38)	$\cos\delta_{p1}$	0.64245	
(39)	$\delta_{p2}=\delta_{p1}-\varphi_p$	24°23′28″	
(40)	$\sin\delta_{p2}$	0.413095	
(41)	$\cos\delta_{p2}$	0.910688	
(42)	$A_{p1}=\frac{r_{p1}}{\sin\gamma_1}$	103.681194	主动齿轮参考锥距
(43)	$A_{p1}\sin\delta_{p1}$	79.439935	
(44)	$A_{p1}\cos\delta_{p1}$	66.611124	
(45)	$A_{p1}\sin\varphi_p$	44.840143	
(46)	$A_{p1}\tan\gamma_1$	29.784487	
(47)	$A_{p2}=\frac{r_{p2}}{\sin\gamma_2}$	96.556603	从动齿轮参考锥距
(48)	$A_{p2}\sin\delta_{p2}$	39.867050	
(49)	$A_{p2}\cos\delta_{p2}$	87.932940	
(50)	$A_{p2}\cos\varphi_p$	87.059682	
(51)	$A_{p2}\tan\gamma_2$	335.061821	
(52)	$g=\frac{A_{p1}\cos\delta_{p1}-A_{p2}\cos\delta_{p2}}{A_{p2}\sin\varphi_p}$	3.475507	
(53)	$r_k=\frac{A_{p2}\cos\varphi_p}{g\cos\delta_{p1}\cos\delta_{p2}-\sin\delta_{p2}}$	83.847	
(54)	确定刀盘型号	$EH=105$ $r_{c2}=105$	
(55)	$r'_k=\frac{r_{c2}\frac{\pi}{2Z_w}+r_{c2}\sin\delta_{p2}}{\frac{\pi}{2Z_w}-\sin\gamma_2}$	82.872	式中 Z_w 为刀片组数
(56)	$l_{v1}=r_{k1}\cos\varphi_p$	86.679	
(57)	$l_{v2}=r_{k2}\cos\varphi_p$	28.379	
(58)	$\Delta l_{v1}=\frac{r_{k1}}{\tan\gamma_1}-l_{v1}$	−16.975	主动齿轮小锥顶点至从动齿轮轴线的距离，（+）号表示该节锥顶点已越过从动齿轮轴线

（续）

序号	计算公式	举例	注释
(59)	$\Delta L_2=\frac{r_{v2}}{\sin\gamma_2}\quad L_{v2}$	+3.633	从动齿轮Ⅱ锥顶点至主动齿轮轴线的距离，(+)号表示该顶点已越过主动齿轮轴线，但往往是不越过，此时为负值
(60)	$\sin\Delta\sigma=\frac{A_{v1}\sin\delta_{v1}-A_{v2}\sin\delta_{v2}}{A_{v1}\sin\gamma_1-A_{v2}\cos\gamma_2}$	0.118674	
(61)	$\Delta\sigma$	$7°46'\approx7°$	压力角的变化量
(62)	α	20°	压力角可选为20°或22°30'
(63)	$\alpha_{e1}=\alpha+\Delta\alpha=22°$	12°30'	主动齿轮外刀压力角
(64)	$\alpha_{i1}=\alpha+\Delta\alpha=20°$	27°20'	主动齿轮内刀压力角
(65)	$\alpha_{e2}=\alpha-\Delta\alpha$	27°	从动齿轮外刀压力角
(66)	$\alpha_{i2}=\alpha\quad\Delta\alpha$	13°	从动齿轮内刀压力角
(67)	$m_{n,v}=2\frac{Z_{v2}}{z_2}\cos\delta_{v2}$	4.060990	参考点法向模数
(68)	$D_{av}=m_{n,v}Z_{v2}/2$	22.478445	D_{av}见图3-77
(69)	齿面模数 m_p^1	4.0	$m_p^1=m_{n,v}$ 当$z_2\geq13$ $m_p^1=(0.9\sim1.0)m_{n,v}$ 当$z_2<12$，为模数
(70)	$h_a=2m_p^1$	8	齿工作高
(71)	$h=2.1m_p^1\quad0.35$	8.95≈9	齿全高
(72)	$b_{1max}=2(L_2\quad\Delta L_1)\times\frac{100Z_2\cos L^2\alpha_C}{\cos\gamma_1}+0.2m_{n,v}$	3	不产生根切时主动齿轮允许的最大齿根宽
(73)	$\Delta b=(1.15m_p^1+3.35)-b_{1max}$	≈2.3	高度变位量
(74)	$h_1^a=m_p^1+\Delta b$	6.0	主动齿轮齿顶高
(75)	$h_2^a=m_p^1-\Delta b$	2.0	从动齿轮齿顶高
(76)	$h^f=h-h_1^a$	3.0	主动齿轮齿根高
(77)	$h_2^f=h\quad h_2^a$	7.0	从动齿轮齿根高
(78)	$c=h\quad h_2=2.15m_p^1+0.35$	1.0	径向间隙
(79)	$\Delta L_{v1}=\Delta L_1+\frac{h_1^a}{\sin\gamma_1}$	37.706	见图3-101，主动齿轮面锥顶点至从动齿轮轴线距离
(80)	$d_{e1}=2(L_{v1}\quad\Delta L_{v1})\tan\gamma_1$	82.39	主动齿轮外圆直径
(81)	$d_{e2}=d_2+2h_2^a\cos\gamma_2$	224.21	从动齿轮外圆直径

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

（续）

序号	计算公式	举　例	注　释
(82)	$L_{c2}=L_2-\Delta L_2+k'_2\sin\gamma_2\frac{d_2}{2\tan\gamma_2}$	19.50	从动齿轮轮齿外端至背面之间的距离
(83)	$L_{c2}=L_{c2}\cdot F\cos\gamma_2$	20.22	从动齿轮轮齿内端至背面之间的距离
(84)	$\Delta S=(\tan\gamma_2-1)\frac{m_{n2}}{50}$	0.2	切向变位量
(85)	$B=0.03m_{n2}+0.05$	0.20	齿侧间隙，取下列圆整数值：0.08、0.12、0.16、0.20、0.24、0.28、0.32、0.36

注：例题中计算的是BJ212轻型越野汽车主减速器单级齿轮从共面的情况。

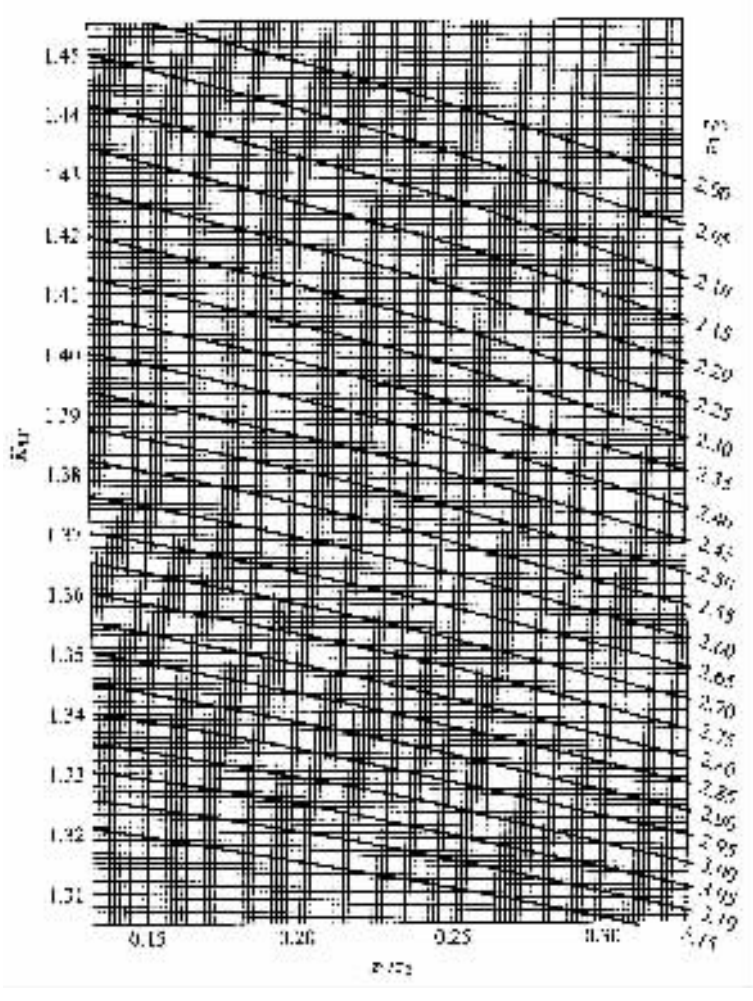


图 4－6－152　HG 型齿轮的 K 值

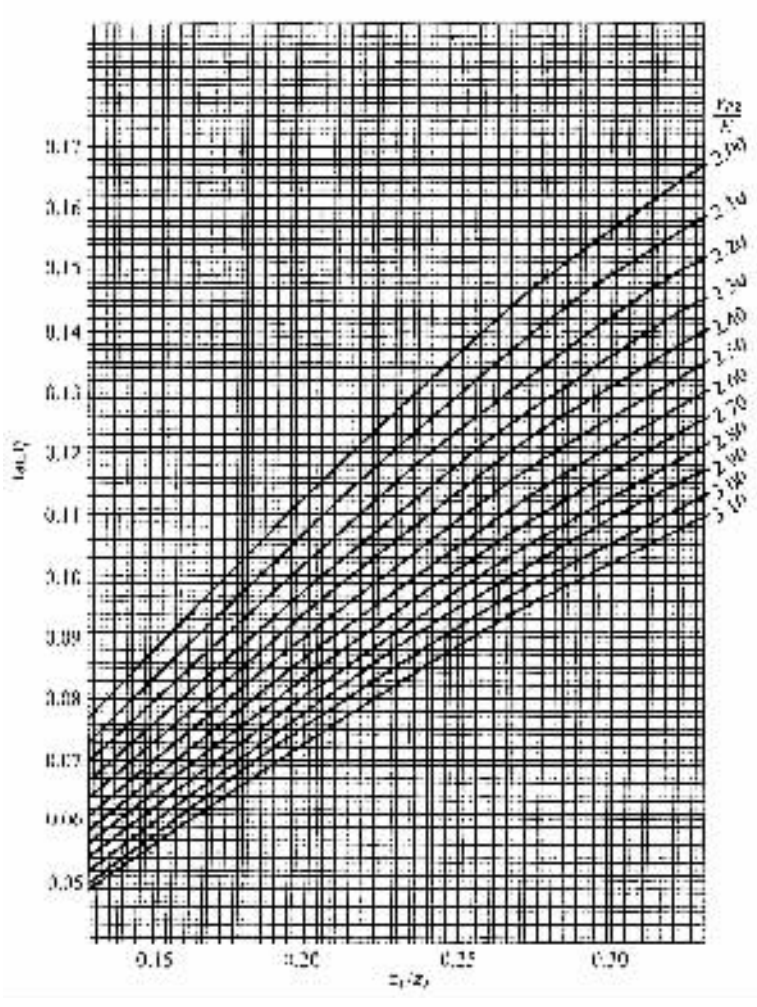


图 4－6－153 HG 型齿轮的 $\tan\eta$ 值

（五）主减速器圆弧齿及延伸外摆线齿螺旋锥齿轮与双曲面齿轮的强度计算

在完成主减速器齿轮的几何计算之后，应验算其强度，进行强度计算，以保证其有足够的强度和寿命以及安全可靠地工作。在进行强度计算时，应首先了解齿轮的损坏形式及其影响因素。

1. 齿轮的损坏形式及寿命

齿轮的损坏形式常见的有轮齿折断、齿面点蚀及剥落、齿面胶合、齿面磨损等。它们的主要特点及影响因素分述如下。

(1)轮齿折断

主要分为疲劳折断及由于弯曲强度不足而引起的过载折断。折断多由齿根开始，因为齿根处轮齿的弯曲应力最大。

①疲劳折断 在长时间较大的交变载荷作用下，轮齿根部经受交变的弯曲应力。如果最高应力点的应力超过材料的耐久极限，则首先在齿根处产生很短的裂纹。随着载荷循环次数的增加，裂纹不断扩大，最后导致轮齿部分地或整个地断掉。在开始出现裂纹处和突然断掉前存

机械学习网 www.zixue.net 免费下载

在裂纹处，在载荷作用下由于裂纹断面间的相互摩擦，形成了一个光亮的断面区域，这是疲劳折断的特征，其余断面由于是突然形成的故为粗糙表面的新断面。

②过载折断：由于设计不当或齿轮的材料及热处理不符合要求，或由于偶然性的峰值载荷的冲击，使载荷超过了齿轮弯曲强度所允许的范围，而引起轮齿的一次性突然折断。此外，由于装配的齿侧间隙调节不当、安装刚度不足、安装位置不对等原因，使轮齿表面接触区位置偏向一端，轮齿受到局部集中载荷时，往往会使一端（经常是大端）沿斜向产生局部齿端折断。各种形式的过载折断的断面均为粗糙的新断面。

为了防止轮齿折断，应使其具有足够的弯曲强度，并选择适当的模数、压力角、齿高及切向修正量、良好的齿轮材料及保证热处理质量等。齿根圆角应尽可能加大，根部及齿面要光洁。

(2)齿面的点蚀及剥落

齿面的疲劳点蚀及剥落是渗碳齿轮的主要破坏形式，约占损坏报废齿轮的70%以上。它主要是由于表面接触强度不足而引起的。

①点蚀：系轮齿表面多次高压接触而引起的表面疲劳的结果。由于接触区产生很大的表面接触应力，常常在节点附近，特别在小齿轮节圆以下的齿根区域内开始，形成极小的齿面裂纹进而发展成浅凹坑，形成这种凹坑或麻点的现象就称为点蚀。一般首先产生在几个齿上。在齿轮继续工作时，则扩大凹坑的尺寸及数目，甚至会逐渐使齿面成块剥落，引起噪音和较大的动载荷。在最后阶段轮齿迅速损坏或折断。减小齿面压力是提高抗点蚀的有效方法，为此可增大节圆直径及增大螺旋角，使齿面的曲率半径增大，减小其接触应力。在允许范围内适当加大齿面宽也是一种办法。

②齿面剥落：发生在渗碳等表面淬硬的齿面上，形成沿齿面宽方向分布的较点蚀更深的凹坑。凹坑壁从齿表面陡直地陷下。造成齿面剥落的主要原因是表面层强度不够。例如渗碳齿轮表面层太薄、心部硬度不够等都会引起齿面剥落。当渗碳齿轮热处理不当使渗碳层中含碳浓度的梯度太陡时，则一部分渗碳层齿面形成的硬皮也将从轮齿心部剥落下来。

(3)齿面胶合

在高压和高速滑磨引起的局部高温的共同作用下，或润滑冷却不良、油膜破坏形成金属齿表面的直接摩擦时，因高温、高压而将金属粘结在一起后又撕下来所造成的表面损坏现象和擦伤现象称为胶合。它多出现在齿顶附近，在与节锥齿线的垂直方向（双曲面齿轮则成一定角度）产生撕裂或擦伤痕迹。轮齿的胶合强度是按齿面接触点的临界温度而定，减小胶合现象的方法是改善润滑条件等。

(4)齿面磨损

系轮齿齿面间相互滑动、研磨或划痕所造成的损坏现象。规定范围内的正常磨损是允许的。研磨磨损是由齿轮传动中的剥落颗粒、装配中带入的杂物，未清除的型砂、氧化皮等以及油中不洁物所造成的不正常磨损，应予避免。汽车主减速器及差速器齿轮在新车走合期间及长期使用中按规定里程更换规定的润滑油并进行清洗是防止不正常磨损的有效方法。

由上述可见，齿轮的使用寿命除与设计的正确与否有直接关系外，在实际生产中也往往会由于材料、加工精度、热处理、装配调整以及使用条件的不当而发生损坏。但正确的设计应是减少或避免上述损坏的一项重要措施。强度验算则是进行正确设计的一个方面。目前的强度计算多为近似计算，在汽车工业中确定齿轮强度的主要依据是台架试验及道路试验，以及在实际使用中的情况，强度计算可供参考。

对于某一种材料和热处理条件下的齿轮，可以通过试样或齿轮实物试验得到在对称应力

作用下不损坏的循环次数，而这种应力与耐久性的关系即为疲劳曲线（图 4－6－154），汽车驱动桥齿轮一般都是按疲劳曲线来确定许用应力的。图 4－6－154 是安装良好的渗碳钢螺旋锥齿轮和双曲面齿轮的弯曲疲劳寿命试验结果。曲线旁边的百分数为经过在该应力条件下的试验后未损坏的齿轮所占的比例。最下一根曲线以下的区域只有 5% 的齿轮是损坏的。如果按这一条曲线选取许用应力，则对齿轮的可靠性及寿命会有一定保证。从图 4－6－154 可以看出，曲线上的疲劳极限为 210.9N/mm²，破坏的循环次数为 6×10^6。

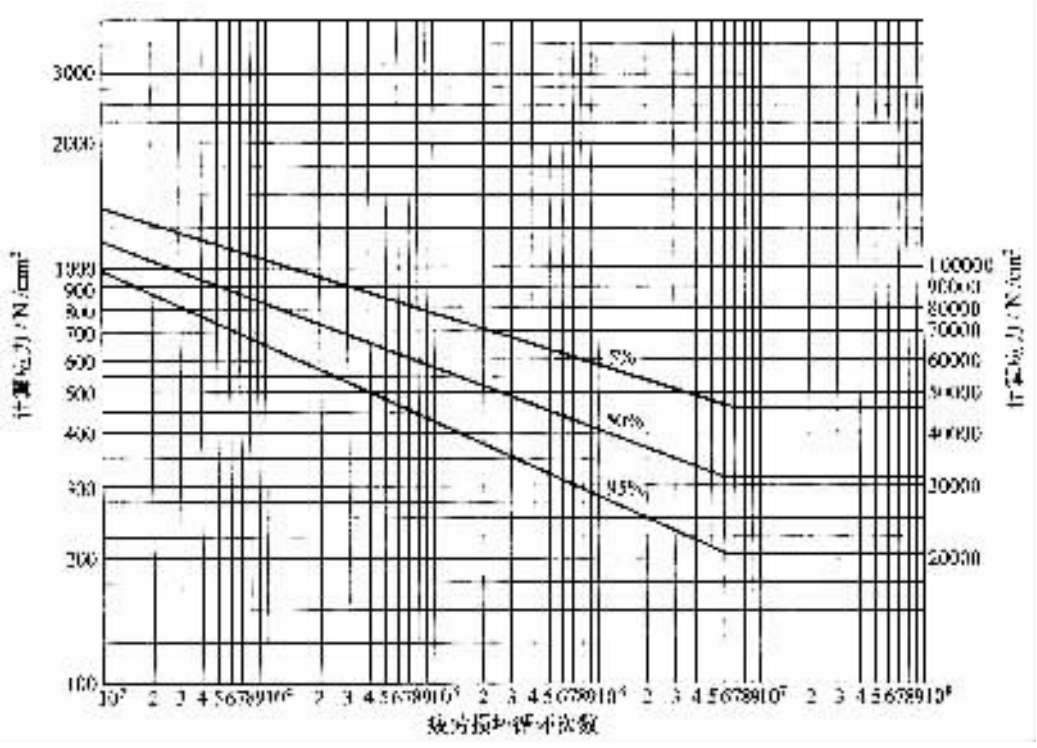


图 4－6－154 渗碳钢螺旋锥齿轮与双曲面齿轮的弯曲疲劳寿命曲线

汽车驱动桥齿轮，承受的是交变负荷，其主要损坏形式是疲劳。其表现是齿根疲劳折断和由表面点蚀引起的剥落。在要求使用寿命为 20 万 km 或以上时，其循环次数均已超过材料的耐久疲劳次数。因此，驱动桥齿轮的许用弯曲应力不超过 210.9N/mm²。表 4－6－31 给出了汽车驱动桥齿轮的许用应力数值。

表 4－6－31 汽车驱动桥齿轮的许用应力 N/mm²

计算载荷	主减速器齿轮的许用弯曲应力	主减速器齿轮的许用接触应力	差速器齿轮的许用弯曲应力
按式（4－6－12）、式（4－6－13）给出的最大计算转矩 T_{je}、$T_{j\varphi}$ 中的较小者	700	2800	980
按式（4－6－14）给出的平均计算转矩 T_{jm}	210.9	1750	210.9

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

实践表明，主减速器齿轮的疲劳寿命主要与最大持续载荷（见式（4－6－14）），即平均计算转矩）有关，而与汽蛋预期寿命期间出现的峰值载荷关系不大一汽车驱动桥的最大输入转矩（T_{je}，见式（4－6－12）所示）和最大附着转矩（$T_{j\varphi}$，见式（4－6－13））并不是使用中的持续载荷，强度计算时只能用它来验算最大应力，不能用来作为疲劳损坏的依据。

2. 主减速器圆弧齿及延伸外摆线齿螺旋锥齿轮与双曲面齿轮的强度计算

1）“格里森”制圆弧齿螺旋锥齿轮与双曲面齿轮的强度计算

（1）单位齿长上的圆周力

在汽车工业中，主减速器齿轮的表面耐磨性，常常用在其轮齿上的假定单位压力即单位齿长上的圆周力来估算，即

$$p = \frac{P}{F} \qquad \text{N/mm} \tag{4-6-43}$$

式中：P——作用在齿轮上的圆周力，按发动机最大转矩 $T_{e\,max}$ 和最大附着力矩 $G_2\varphi r_r$ 两种载荷工况进行计算，N；

F——从动齿轮的齿面宽，mm。

按发动机最大转矩计算时：

$$p = \frac{T_{emax} i_g \times 10^3}{\frac{d_1}{2} F} \qquad \text{N/mm} \tag{4-6-44}$$

式中：T_{emax}——发动机最大转矩，N·m；

i_g——变速器传动比；

d_1——主动齿轮节圆直径，mm。

对于多桥驱动的汽车还应考虑驱动桥数及分动器的传动比。

按最大附着力矩计算时：

$$p = \frac{G_2 \varphi r_r \times 10^3}{\frac{d_2}{2} F} \qquad \text{N/mm} \tag{4-6-45}$$

式中：G_2——汽车满载时一个驱动桥给水平地面的最大负荷，N；对后驱动桥还应考虑汽车最大加速时的负荷增大量；

φ——轮胎与地面的附着系数，按表 4－6－32 选取；

r_r——轮胎的滚动半径，m；

d_2——主减速器从动齿轮节圆直径，mm。

许用单位齿长上的圆周力 $[p]$（N/mm），见表 4－6－32。

在现代汽车设计中，由于材质及加工工艺等制造质量的提高，单位齿长上的圆周力有时高出表 4－6－32 数据的 20%～25%。

表 4－6－32 许用单位齿长上的圆周力[p] N/mm

参数 / 汽车类别	$p=T_{emax}i_g\times10^3/\frac{d_1}{2}F$			$p=\frac{G_2\varphi r_r\times10^3}{\frac{d_2}{2}F}$	轮胎与地面的附着系数 φ
	Ⅰ挡	Ⅱ挡	直接挡		
轿车	893	536	321	893	0.85
载货汽车	1429		250	1429	0.85
公共汽车	982		214		0.86
牵引汽车	536		250		0.65

(2)轮齿的弯曲强度计算

汽车主减速器螺旋锥齿轮与双曲面齿轮轮齿的计算弯曲应力为

$$\sigma_w=\frac{2\times10^3T_jK_0K_aK_m}{K_vFzm^2J}\quad \text{N/mm}^2 \tag{4-6-46}$$

式中：T_j——该齿轮的计算转矩，N·m；对于从动齿轮，按 T_{je}、$T_{j\varphi}$（见式 4－6－12）、式（4－6－13））两者中之较小者和 T_{jm}（见式（4－6－14））计算；对于主动齿轮还需将上述计算转矩换算到主动齿轮上；

K_0——超载系数，见式（4－6－13）下的说明；

K_a——尺寸系数，反映材料性质的不均匀性；与齿轮尺寸与热处理等有关。当端面模数 $m\geqslant1.6$mm 时，$K_s=\sqrt[4]{\frac{m}{25.4}}$；

K_m——载荷分配系数，当两个齿轮均用骑马式支承型式时，$K_m=1.00\sim1.10$；当一个齿轮用骑马式支承时，$K_m=1.10\sim1.25$。支承刚度大时取小值；

K_v——质量系数，对于汽车驱动桥齿轮，当轮齿接触良好、周节及径向跳动精度高时，可取 $K_v=1$；

F——计算齿轮的齿面宽，mm；

z——计算齿轮的齿数；

m——端面模数，mm；

J——计算弯曲应力用的综合系数（或几何系数），它综合考虑了齿形系数。载荷作用点的位置、载荷在齿间的分布、有效齿面宽、应力集中系数及惯性系数等对弯曲应力计算的影响。计算弯曲应力时本应采用轮齿中点圆周力与中点端面模数，今用大端数值，而在综合系数中进行修正。图 4－6－155～图 4－6－168 为各种螺旋锥齿轮与双曲面齿轮轮齿弯曲强度计算用的综合系数。图 4－6－161～图 4－6－166 是按下述条件绘制的：齿面宽 $F=0.155d_2$，小轮中点螺旋角按式（4－6－21）选，铣刀盘刀尖圆角半径：大齿轮用 $0.24m$；小齿轮用 $0.12m$，铣刀盘直径为 $0.85d_2$，为倾根锥母线收缩齿。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

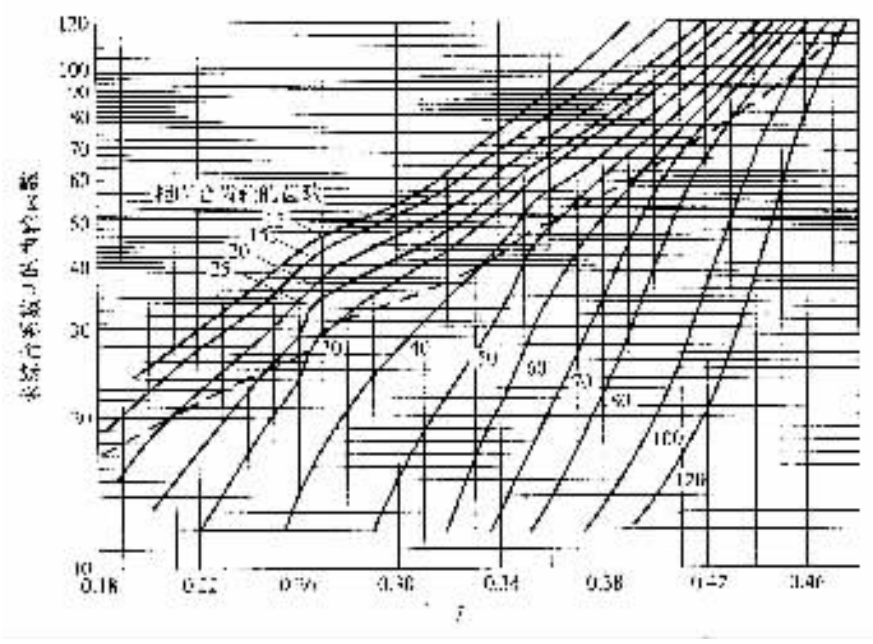


图 4－6－155　弯曲计算用综合系数 J

（用于螺旋角 35°、压力角 20°、轴交角 90°、用滚切法加工的螺旋锥齿轮；就刀盘刀尖圆角半径为 0.24m（m 为端面模数），齿面宽 $F=(0.25\sim0.30)A_0$；当刀尖圆角为 $0.21m$ 时，J 应乘以 0.89）

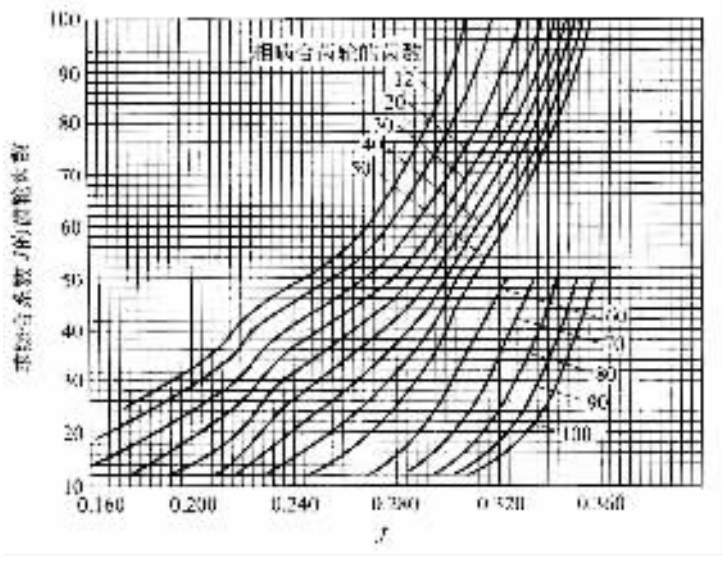


图 4－6－156　弯曲计算用综合系数 J

（用于压力角 20°、螺旋角 35°、轴交角 90°、用展成法加工的螺旋锥齿轮；刀尖圆角为 0.12m，齿面宽 $F=(0.25\sim0.30)A_0$）

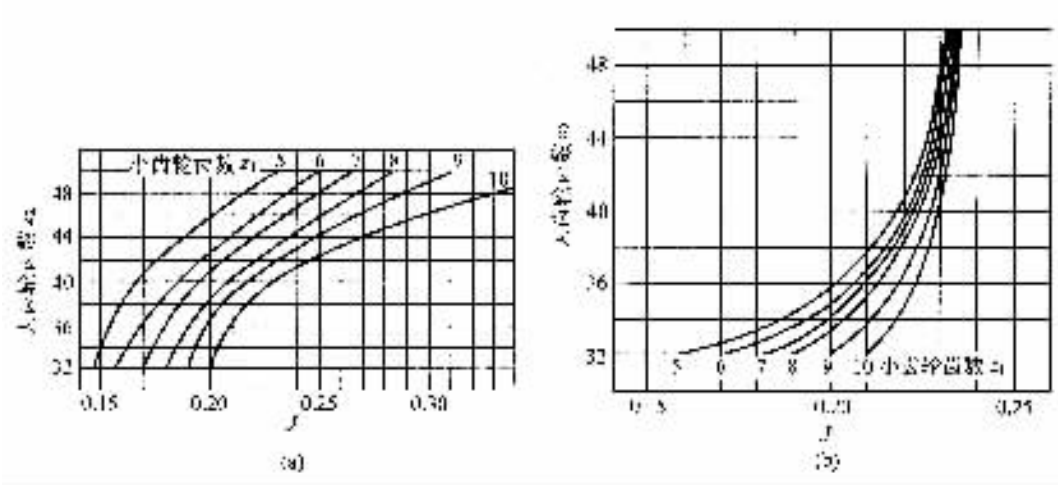


图 4－6－157 弯曲计算用综合系数 J

（用于压力角 22°30′、螺旋角 35°的螺旋锥齿轮）

(a)从动齿轮 J 值；(b)主动齿轮 J 值

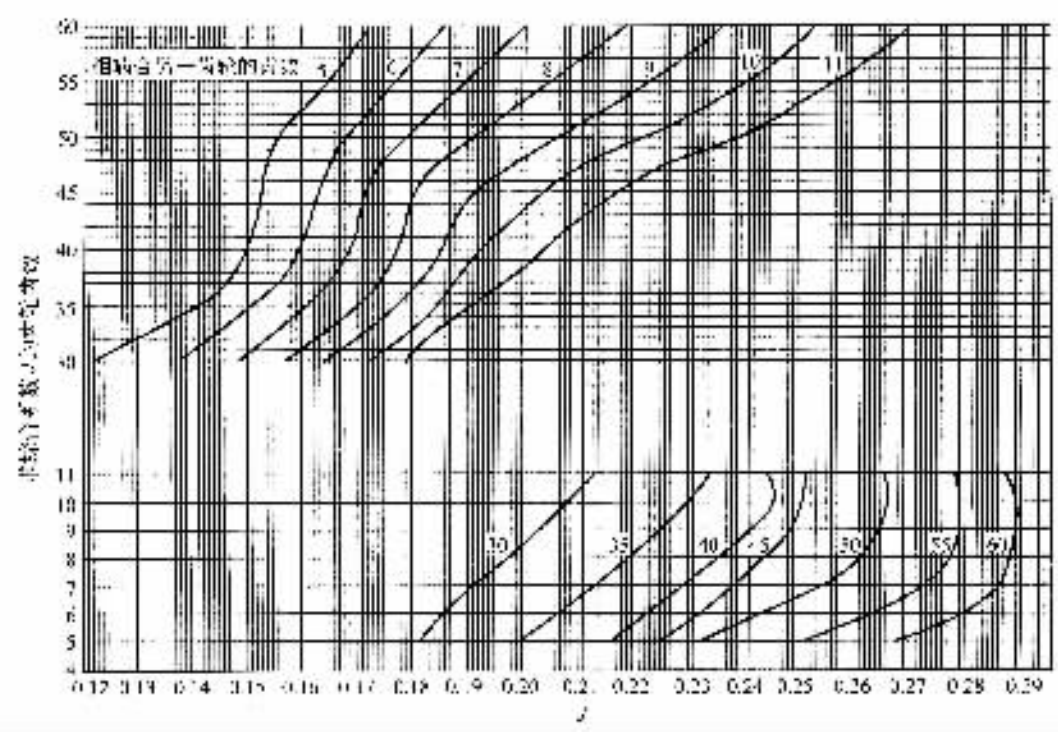


图 4－6－158 弯曲计算用综合系数 J

（用于压力角 20°、螺旋角 35°、轴交角 90°的汽车用螺旋锥齿轮；铣刀片刀尖圆角为 $0.24m$（用于大齿轮）及 $0.12m$（用于小齿轮），齿面宽 $F=(0.25\sim0.30)A_0$）

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

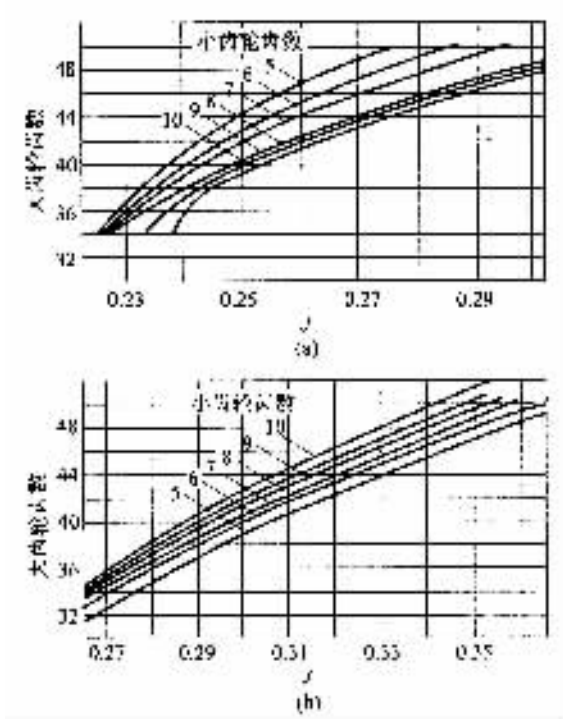


图 4－6－159　弯曲计算用综合系数 J

（用于平均压力角 22°30′、小齿轮螺旋角 50°、小齿轮偏移距约为大齿轮节圆直径的 11%的双曲面齿轮）

（a）从动齿轮 J 值；（b）主动齿轮 J 值

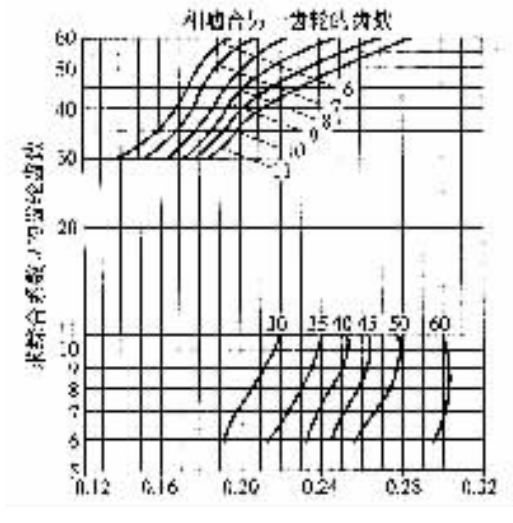


图 4－6－160　弯曲计算用综合系数 J

（用于压力角 20°、螺旋角 35°、轴交角 90°的汽车用螺旋锥齿轮）

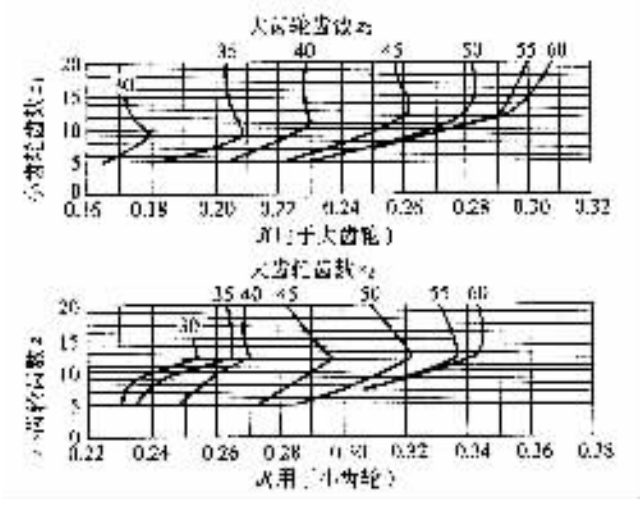


图 4－6－161 弯曲计算用综合系数 J

（用于平均压力角 19°、$E/d_2=0.01$（E 为偏移距，d_2 为大齿轮节圆直径）的双曲面齿轮）

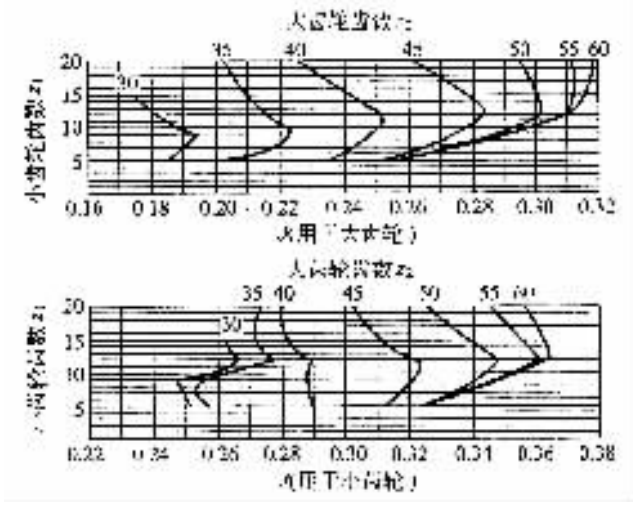


图 4－6－162 弯曲计算用综合系数 J

（用于平均压力角 19°、$E/d_2=0.15$ 的双曲面齿轮）

如表 4－6－31 所示，按 T_{je}、$T_{j\varphi}$ 中的较小值计算时，汽车主减速器齿轮的许用弯曲应力为 700N/mm²（按不超过材料强度极限的 75%）；按 T_{jm} 计算时，许用弯曲应力为 210.9N/mm²，破坏的循环次数为 6×10^6。

(3)轮齿的齿面接触强度计算

圆锥齿轮与双曲面齿轮轮齿齿面的计算接触应力为

$$\sigma_j=\frac{C_P}{\alpha_1}\sqrt{\frac{2T_{1max}K_0K_sK_mK_f\times10^3}{K_vFJ}}\sqrt[3]{\frac{T_1}{T_{1max}}}\qquad \mathrm{N/mm^2}\qquad(4-6-47)$$

式中：T_{1max}——主动齿轮最大转矩，N·m；

T_1——主动齿轮工作转矩，N·m；

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

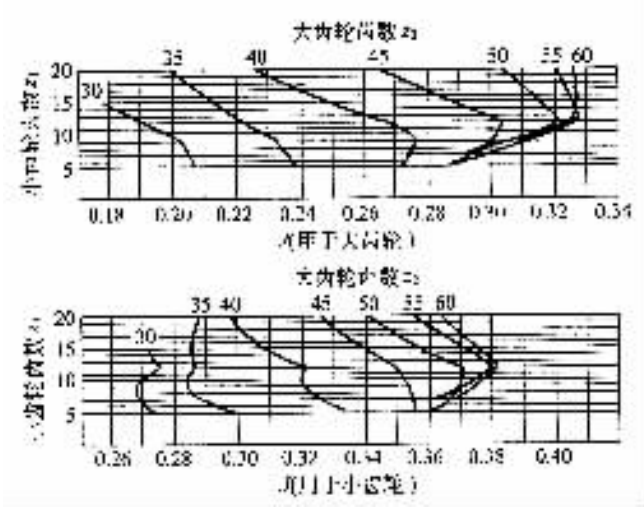


图 4－6－163　弯曲计算用综合系数 J

（用于平均压力角 19°，$E/d_2=0.20$ 的双曲面齿轮）

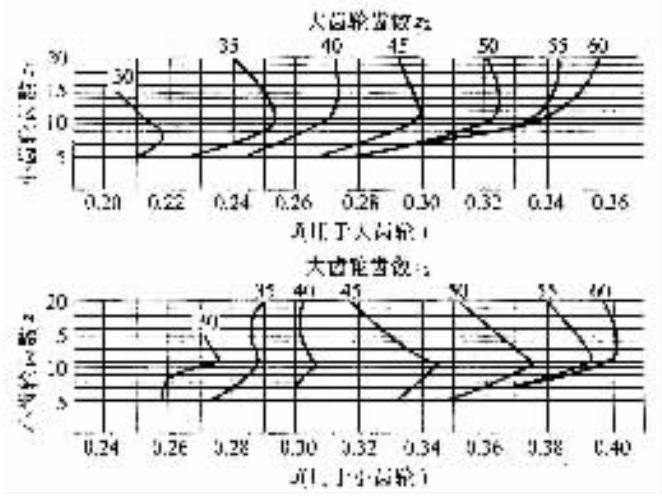


图 4－6－164　弯曲计算用综合系数 J

（用于平均压力角 22°30′，$E/d_2=0.10$ 的双曲面齿轮）

C_P——材料的弹性系数，对于钢制齿轮副取 $232.6N^{\frac{1}{2}}/mm$；

α_1——主动齿轮节圆直径，mm；

K_0，K_v，K_m——见式（4－6－46）下的说明；

K_s——尺寸系数，它考虑了齿轮尺寸对其淬透性的影响，在缺乏经验的情况下，可取 $K_s=1$；

K_f——表面质量系数，决定于齿面最后加工的性质（如铣齿、研齿、磨齿等），即表面粗糙度及表面覆盖层的性质（如镀铜、磷化处理等）。一般情况下，对于制造精确的齿轮可取 $K_f=1$；

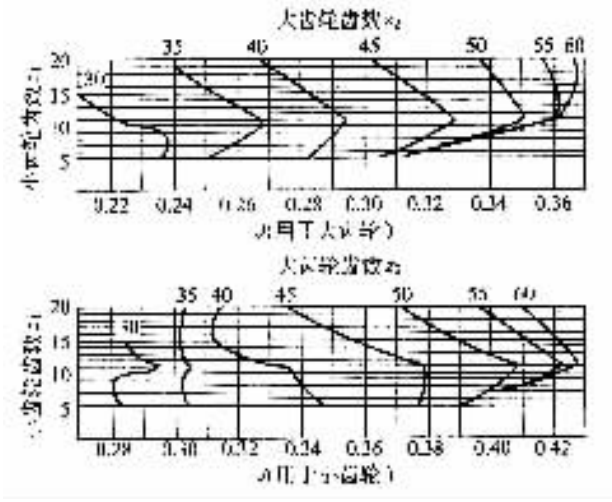


图 4－6－165 弯曲计算用综合系数 J

（用于平均压力角 22°30′，$E/d_2=0.15$ 的双曲面齿轮）

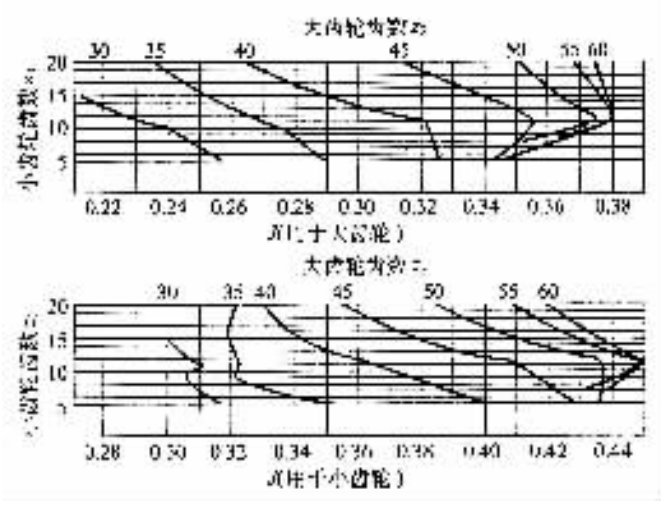


图 4－6－166 弯曲计算用综合系数 J

（用于平均压力角 22°30′，$E/d_2=0.20$ 的双曲面齿轮）

F——齿面宽，mm；取齿轮副中的较小值（一般为从动齿轮齿面宽）；

J——计算接触应力的综合系数（或称几何系数）。它综合地考虑了啮合齿面的相对曲率半径、载荷作用位置、轮齿间的载荷分配、有效齿宽及惯性系数等因素的影响，可由图 4－6－169～图 4－6－181 查得；图 4－6－176～图 4－6－181 是按下述条件绘制的：齿面宽 $F=0.155d_2$，小齿轮中点螺旋角按式（4－6－21）计算，铣刀盘刀尖圆角半径：大齿轮用 $0.24m$；小齿轮用 $0.12m$，铣刀盘直径为 $0.85d_2$，为倾根锥母线收缩齿。

常常将式（4－6－47）简化为

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

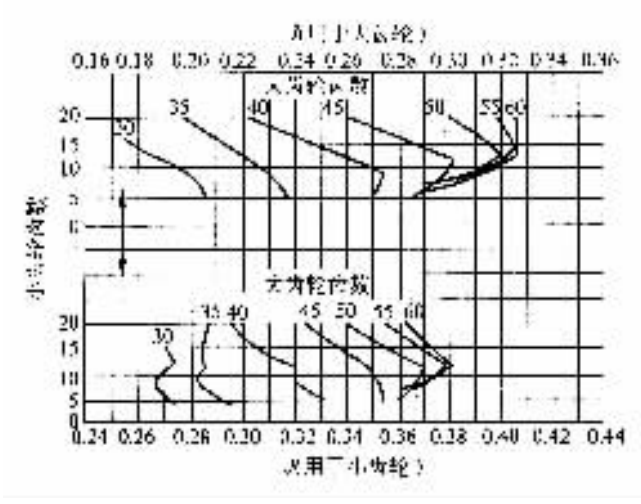


图 4－6－167　弯曲计算用综合系数 J

（用于平均压力角 19°，$E/d_2=0.2$ 的双曲面齿轮）

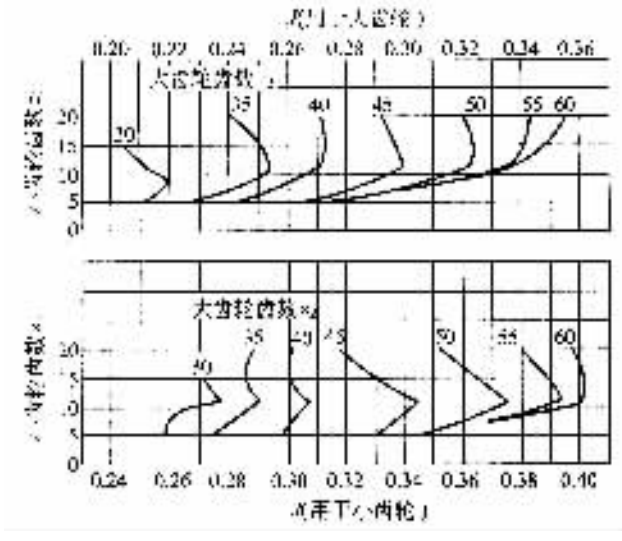


图 4－6－168　弯曲计算用综合系数 J

（用于平均压力角 22°30′，$E/d_2=0.10$ 的双曲面齿轮）

$$\sigma_j=\frac{C_P}{d_1}\sqrt{\frac{2T_{jz}K_0K_sK_mK_f\times10^3}{K_vFJ}}\qquad \mathrm{N/mm^2} \tag{4－6－48}$$

式中：T_{jz}——主动齿轮计算转矩，N·m；见式（4－6－46）下对正的说明。

主、从动齿轮的齿面接触应力相等。

如表 4－6－31 所示，按 T_{je}、$T_{j\varphi}$ 中较小的计算时，汽车主减速器齿轮的许用接触应力为 2800N/mm² 按 T_{jm} 计算时，许用接触应力为 1750N/mm²，破坏的循环次数为 6×10^6 次。计算时应将上述计算转矩换算到主动齿轮上。

（4）强度计算后齿轮尺寸的调整

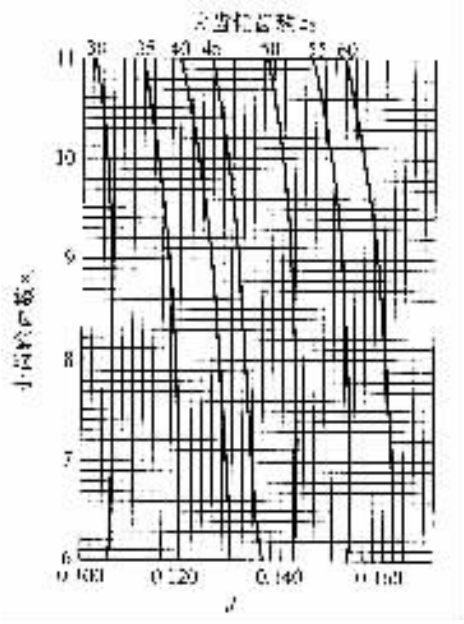


图 4－6－169 接触强度计算用综合系数 J
（用于压力角 20°、螺旋角 35°、
轴交角 90°的汽车螺旋锥齿轮）

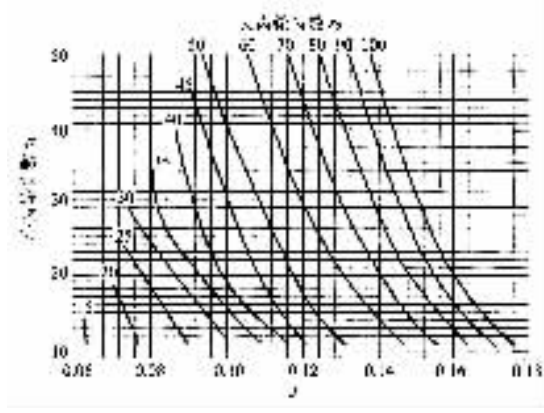


图 4－6－170 接触计算用综合系数 J
（用于压力角 20°、螺旋角 35°、
轴交角 90°的螺旋锥齿轮）

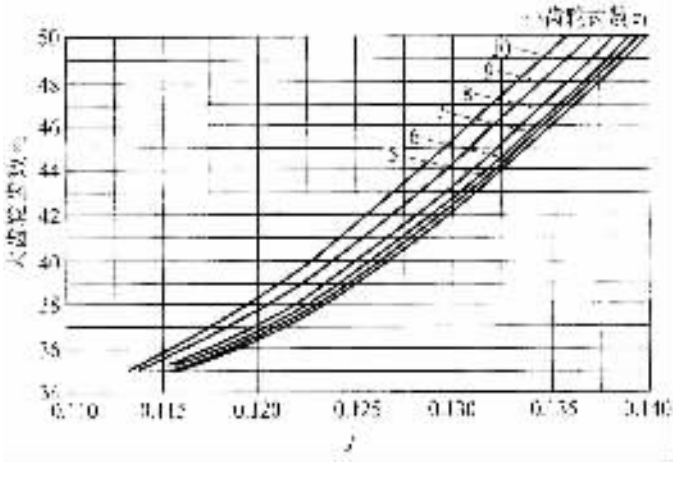


图 4－6－171 接触计算用综合系数 J
（用于压力角 22.5°、螺旋角 35°的螺旋锥齿轮）

如前所述，强度计算所得的弯曲应力和接触应力应不超过它们的许用应力，否则应加大齿轮尺寸，使其计算应力在许用应力的范围内。加大后的齿轮尺寸，可近似地按以下两式求得。

按弯曲强度：

$$D_2 = D_1 \sqrt[2.75]{\frac{\sigma_w}{[\sigma_w]}} \tag{4-6-49}$$

按接触强度：

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

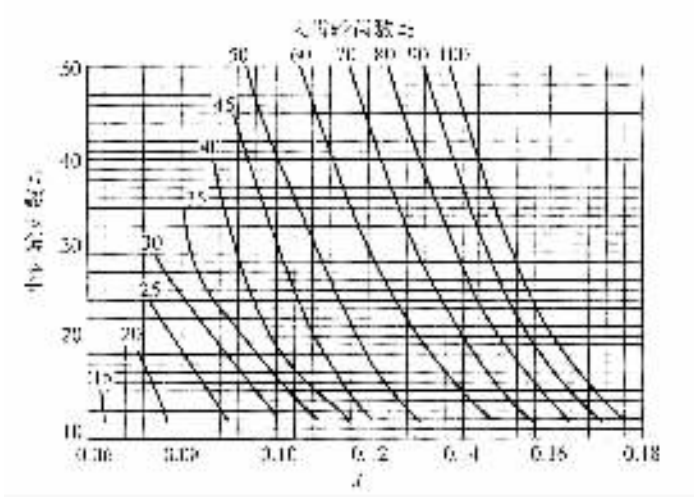


图 4－6－172　接触计算用综合系数 J

（用于压力角 20°、螺旋角 35°、轴交角 90°的螺旋锥齿轮）

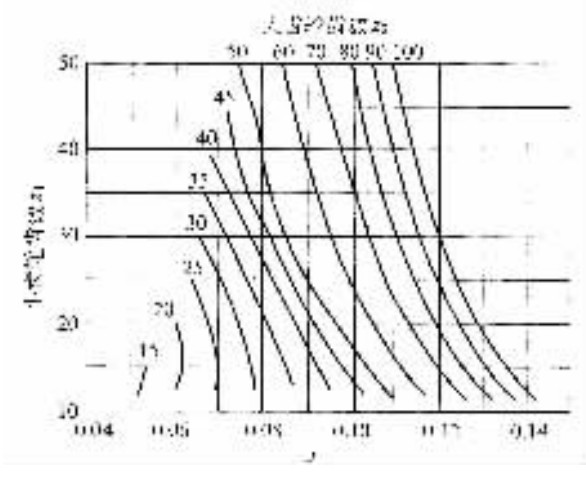


图 4－6－173　接触计算用综合系数 J

（用于压力角 20°、螺旋角 25°、轴交角 90°的螺旋锥齿轮）

$$D_2 = D_1 \sqrt[1.5]{\frac{\sigma_j}{[\sigma_j]}} \tag{4-6-50}$$

式中：D_2——加大尺寸的齿轮的节圆直径，mm；

D_1——原试选的齿轮的节圆直径，mm；

σ_w——原试选的齿轮的计算弯曲应力，N/mm^2；

$[\sigma_w]$——许用弯曲应力，N/mm^2；

σ_j——原试选的齿轮的计算接触应力，N/mm^2；

$[\sigma_j]$——许用接触应力，N/mm^2。

式(4－6－49)是按弯曲强度来决定齿轮尺寸；式(4－6－50)是按耐久性来决定齿轮尺寸。

2)“奥利康”制延伸外摆线齿螺旋锥齿轮与双曲面齿轮的强度计算

“奥利康”制延伸外摆线等高齿锥齿轮与“格里森”制圆弧线渐缩齿锥齿轮相比，虽然它们的齿制不同且各具特点，但在齿轮尺寸(节圆直径、模数、齿面宽)及压力角等相同的情况下，这两种齿轮的弯曲强度和接触强度也都是分别相近的。因此，有的资料中曾推荐过按通常圆弧齿锥齿轮的强度计算方法来进行延伸外摆线等高齿锥齿轮的强度计算。但这种齿轮也有其专属的强度计算方法，分别介绍如下。

(1)轮齿的弯曲强度计算

①轮齿齿面宽中点处圆周力的确定

圆周力的计算公式为

$$P_m = \frac{T_{jz}}{\gamma_{m1}} \tag{4-6-51}$$

式中：T_{jz}——主动齿轮计算转矩，N·mm；见式(4－6－46)下对 T_j 的说明；

r_{m1}——主动齿轮齿面宽中点的分度圆半径，mm。其表达式为

$$r_{m1} \pm A_m \sin\gamma_1$$

其中：A_m 为中点锥距，γ_1 为主动齿轮节锥角。

或

$$\gamma_{m1} = \frac{d_1}{2}\left(\frac{A_0 - 0.5F}{A_0}\right)$$

其中：d_1、A_0、F 分别为节圆直径、节锥距与齿面宽。

②轮齿齿面宽中点的极限弯曲载荷的确定

轮齿齿面宽中点处的极限弯曲载荷是指使轮齿根部工作应力达到材料的抗拉强度极限 σ_b 而发生弯曲折断时的轮齿齿面宽中点的极限圆周力或许用圆周力。

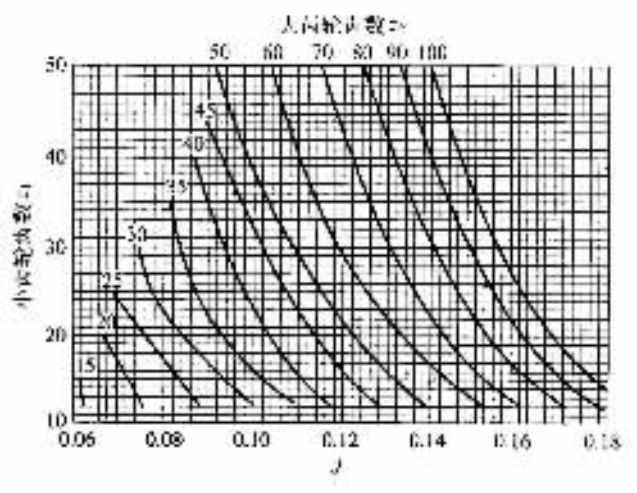


图 4－6－174 接触计算用综合系数 J

(用于压力角 16°、螺旋角 35°、轴交角 90°的螺旋锥齿轮)

在求极限弯曲载荷时，是将延伸外摆线齿锥齿轮比作一个轮齿齿面宽中点处的当量直齿圆柱齿轮，且假定圆周力由单齿传递。又将此一轮齿比作一个等强度体，它具有抛物线的外形

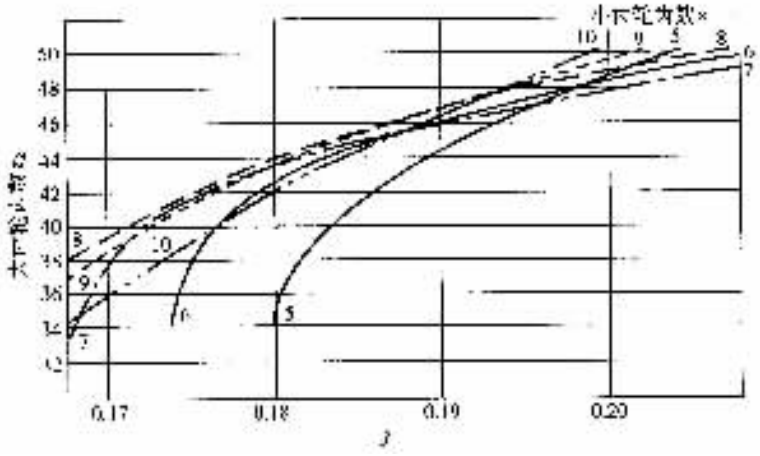


图 4－6－175　接触计算用综合系数 J

（用于平均压力角 22.5°、小齿轮螺旋角 50°、小齿轮偏移距约为大齿轮节圆直径 11% 的双曲面齿轮

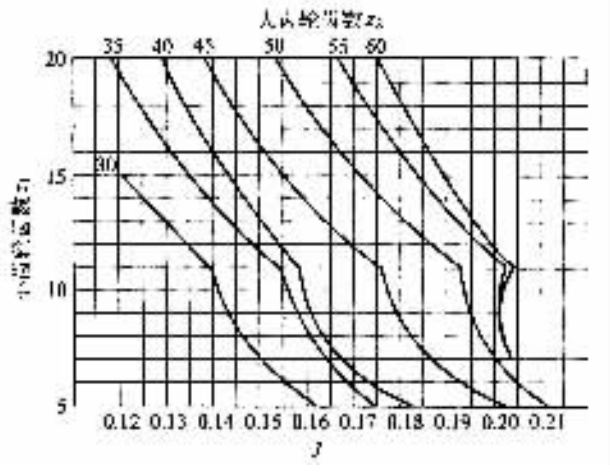


图 4－6－176　接触计算用综合系数 J

（用于平均压力角 22°30′、$E/d_2=0.10$ 的双曲面齿轮）

并与轮齿齿廓相切。按材料力学等强度体的计算公式可知：$P_{mj}l=\frac{FS_W^2}{6}\sigma_b$，如果考虑在圆周速度下动载荷的影响，则公式应乘以速度系数 f_v，故轮齿齿面宽中点的极限弯曲载荷 P_{mj} 为

$$P_{mj}=\frac{FS_W^2}{6l}\sigma_b f_v \tag{4-6-52}$$

式中：F——该锥齿轮的实际齿面宽，mm；

S_W——轮齿根部危险截面齿厚，mm；

l——齿的弯曲有效齿高，mm；

σ_b——材料的抗拉强度极限，N/mm^2；见表 4－6－33；

f_v——速度系数，$f_v=\frac{5.5}{5.5+\sqrt{v}}$；

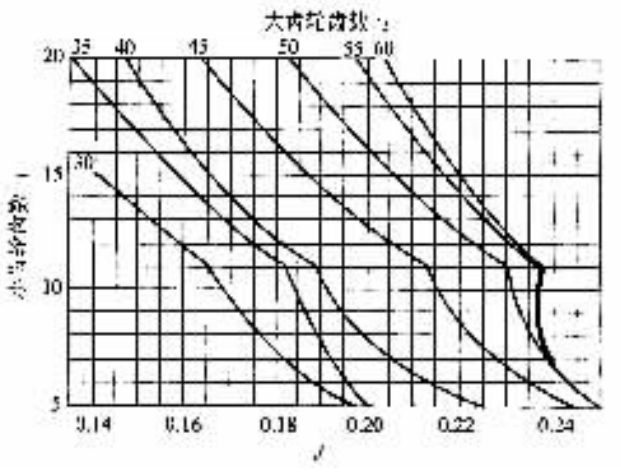


图 4－6－177 接触计算用综合系数 J

（用于平均压力角 22°30′、$E/d_2=0.15$ 的双曲面齿轮）

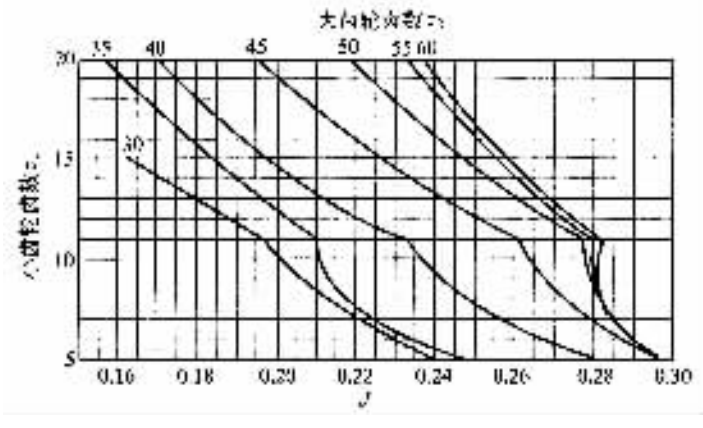


图 4－6－178 接触计算用综合系数 J

（用于平均压力角 22°30′、$E/d_2=0.20$ 的双曲面齿轮）

v——**主动齿轮齿面宽中点处分度圆上的圆周速度**，m/s；**其计算式为**

$$v=\frac{\pi r_{m1} n_1}{30000} \quad \text{m/s}$$

r_{m1}——**主动齿轮齿面宽中点的分度圆半径**，mm；

n_1——**主动齿轮转速**，r/min。

表 4－6－33 齿轮材料的抗拉强度极限 σ_b N/mm²

钢号	20CrMnTi	22CrMnMo	20MnTiB	20MnVB	20Cr	20CrMo	渗碳铬镍钢
σ_b	1000	1100	1150	1100	800	800	1200

对于齿面宽中点处锥齿轮的当量圆柱齿轮来说，可引用轮齿弯曲应力的基本公式：$\sigma=$

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

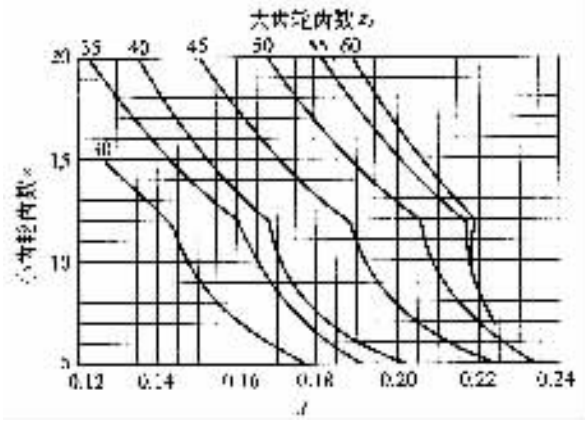


图 4－6－179　**接触计算用综合系数** J

（用于平均压力角 19°、$E/d_2=0.10$ **的双曲面齿轮）**

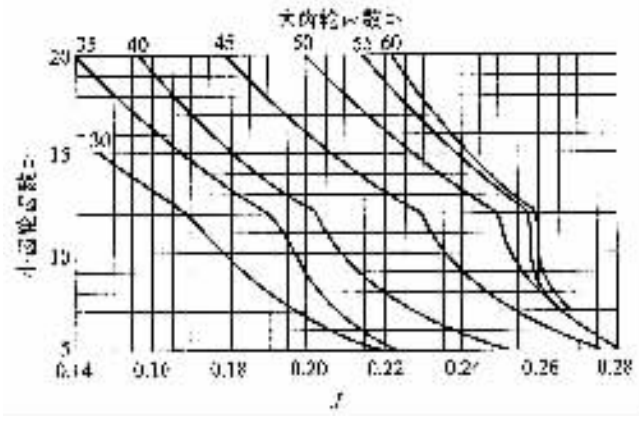


图 4－6－180　**接触强度计算用综合系数** J

（用于平均压力角 19°、$E/d_2=0.10$ **的双曲面齿轮）**

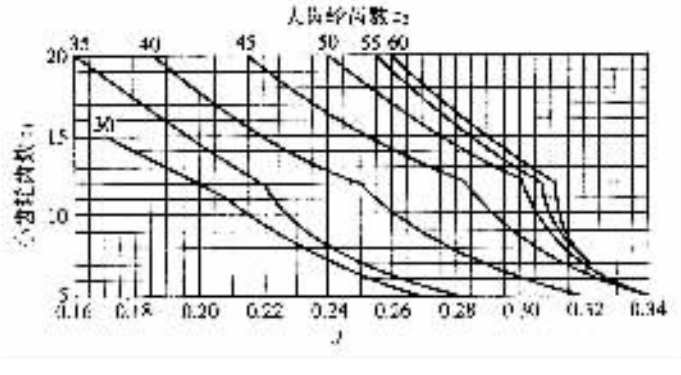


图 4－6－181　**接触计算用综合系数** J

（用于平均压力角 19°、$E/d_2=0.20$ **的双曲面齿轮）**

$\frac{P}{\pi mYF}$并考虑高速时动载荷影响的速度系数f_v，则极限弯曲载荷 P_{mj}又可写成：

$$P_{mj} = \pi m_{n.P} FY\sigma_{lh} f_v \tag{4-6-53}$$

式中：$m_{n.m}$——齿轮中点法向模数，mm；

F，σ_{lh}，f_v——见式(4-6-52)下的说明；

Y——齿形系数，决定于齿的形状，由式(4-6-52)及式(4-6-53)可知：

$$Y = \frac{S_W^2}{6\pi l m_{n.m}} \tag{4-6-54}$$

对于近似计算，Y 亦可根据主动齿轮的当量齿轮齿数 z_{d1}及法向压力角 α 由表 4-6-34 查得，而当量齿轮的齿数为

$$z_{d1} = \frac{z_1}{\cos^3\beta_m \cos\gamma_1}$$

表 4-6-34 延伸外摆线等高齿锥齿轮的齿形系数 Y

当量齿轮齿数 z_{d1}	齿形系数 Y 压力角 α		当量齿轮齿数 z_{d1}	齿形系数 Y 压力角 α	
	17°30′	20°		17°30′	20°
10	0.058	0.070	18	0.090	0.107
11	0.065	0.078	20	0.093	0.111
12	0.071	0.085	25	0.098	0.118
13	0.075	0.090	30	0.104	0.125
14	0.080	0.096	38	0.111	0.133
15	0.083	0.100	50	0.118	0.142
16	0.087	0.104			

最好用图解法来确定齿形系数。用轮齿齿面宽中点处的法向截面中的齿廓形状放大图决定 S_w 及 l 从而求得 Y 值。这种放大图考虑了齿轮的高度修正及切向修正，比较接近实际情况。

为了绘制齿形放大图，应计算以下数值：

假设当量直齿圆柱齿轮的齿数：

$$z_{d1} = \frac{z_1}{\cos^3\beta_m \cos\gamma_1} \qquad z_{d2} = \frac{z_2}{\cos^3\beta_m \cos\gamma_1}$$

当量圆柱齿轮的分度圆半径：

$$r_{d1} = \frac{1}{2} m_{n.m} z_{d1} \qquad r_{d2} = \frac{1}{2} m_{n.m} z_{d2}$$

对于传动比大于 3 的齿轮，r_{d2}比较大，此时从动齿轮可当作齿条看待。

当量圆柱齿轮的齿顶圆半径：

$$r_{dd1} = r_{d1} + h'_1 \qquad r_{dd2} = r_{d2} + h'_2$$

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

当量圆柱齿轮的齿根圆半径：

$$r_{dg1} = r_{d1} - h''_1 \qquad r_{dg2} = r_{d2} - h''_2$$

当量圆柱齿轮的基圆半径：

$$r_{dj1} = r_{d1}\cos\alpha \qquad r_{dj2} = r_{d2}\cos\alpha$$

压力角 α 与刀片压力角相同，当刀轴倾斜角为 C' 时，压力角应变为

$$\alpha_1 = \alpha + C' \qquad \alpha_2 = \alpha - C'$$

对于双曲面齿轮 轮齿的凸面和凹面的压力角不同，可用其平均压力角来近似两侧不同的压力角。这样画出来的齿形当然与实际齿形不同，但齿形系数 y 还是非常接近于理论值。

当量圆柱齿轮分度圆弧齿厚：

$$s_{d1} = \frac{\pi}{2} m_{n.m} + 2\Delta h \tan\alpha + \Delta S$$

$$s_{d2} = \frac{\pi}{2} m_{n.m} - 2\Delta h \tan\alpha - \Delta S$$

$m_{n.m}$、β_m、γ_1、Z_1、Z_2、h'_1、h'_2、h''_1、h''_2、α、C'、Δh、ΔS 等值均可由锥齿轮的几何计算数据中取得。用上述数据，可以展成当量直齿圆柱齿轮轮齿的渐开线齿形放大图。在绘制齿形放大图时不考虑齿侧间隙，且齿根圆角半径应比刀片的圆角半径大些，在主动齿轮上应大 10% ~ 15%，在从动齿轮上应大 20% ~ 25%。因为实际的齿根圆角是刀尖圆角在齿轮上铣切时展成的，严格说，不是真正的圆弧。

渐开线齿形的展成方法如图 4 – 6 – 182 所示。

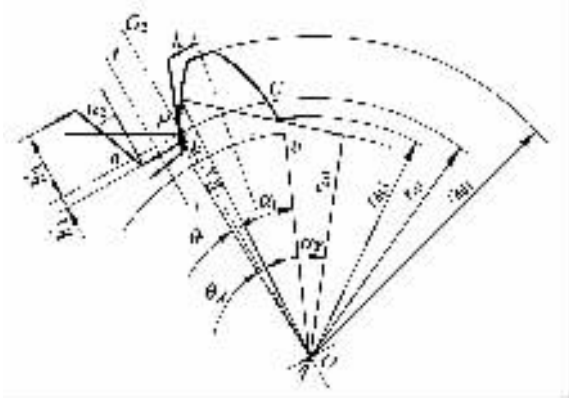


图 4 – 6 – 182　渐开线齿形的展成

a）按前面计算所得的当量圆柱齿轮的 r_{d1}、r_{dd1}、r_{dg1}、r_{dj1} 用 10 ~ 20 倍的放大比例绘出当量圆柱齿轮的 4 个圆。

b）按下式求渐开线齿廓

$$R_X = \frac{r_{dj}}{\cos\alpha_X}$$

$$\mathrm{inv}\theta_X = \tan\alpha_X - \alpha_X$$

θ 每隔 1°计算一数值。将计算的各点在图上绘出后，用曲线板将各点连接，即可找到渐开线齿廓，注意绘图时的放大比例。不同 θ_X 时的 α_X 值见表 4 – 6 – 35。

表 4－6－35 不同 θ_X 时的 α_X 值

θ_X	1°	2°	3°	4°	5°	6°
α_X	21°02′	26°14′	29°45′	32°30′	34°45′	36°41′

当齿廓两侧的压力角不相等时，应先求分度圆上 P、C 两点的 θ_X 值，然后再找渐开线上的其他各点。至少应将齿顶圆、齿根圆（如齿根圆大于基圆时）处的数值计算出来，以便于绘图。当齿根圆小于基圆时，基圆以下用圆角连接。$\overset{\frown}{PC} = S_{d1}$。

c）在 P 点处作 $\overline{Pb}$ 线的垂线，即可得从动齿轮的齿廓线 $\overline{hh}$，作 $\overline{Pa}$ 线垂直于两齿轮的中心线 $\overline{O_1O_2}$，取 $\overline{Pa}$ 长度等于 S_{d2}。过 a 点作齿廓线，压力角为 α_2。

d）在 $\overline{aP}$ 线上取 h'_2 及 h''_2 各为齿顶高及齿根高，即可绘出从动齿轮的完整齿形。

e）主动及从动齿轮轮齿中线均系通过分度圆齿厚中点的中心线。

按以上方法绘出渐开线齿形后，即可进一步找出圆周力作用点的有效齿高 l 及轮齿齿根附近的危险截面 S_w，从而求得 Y 值。图 4－6－183 是用齿形放大图求 l 及 S_w 的方法，其步骤如下。

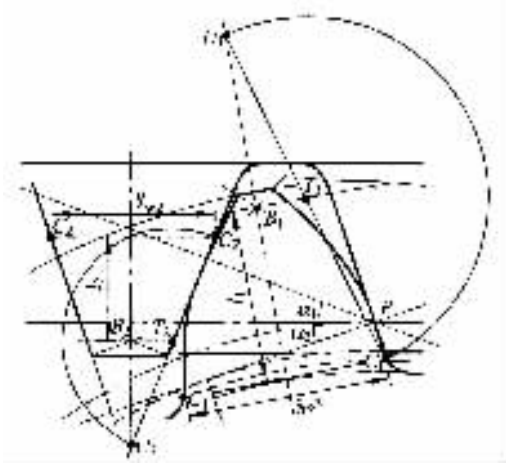


图 4－6－183 在齿形放大图上求轮齿危险截面及齿的弯曲有效齿高的方法

要想找出 l、S_w 及 Y 值，应首先找出抛物线的顶点 B，它是这样确定的：在渐开线齿廓的最顶点绘一条基圆切线，它就是齿顶受力的作用线。多数情况下把从动齿轮假定为齿条，在齿条的顶点绘一条齿廓的垂线，力的作用线沿此垂线方向。力的作用线与中心线的交点 B（对主动齿轮为 B_1、从动齿轮为 B_2）就是抛物线的顶点。当齿两侧压力角不等时，作用线与轮齿中心线交于两点，B 点取此两点之中间位置。

抛物线与齿根圆角的切点 C（C_1、C_2）及危险截面 S_w（S_{w1}、S_{w2}）是这样确定的（图 4－6－183）：在 C 点处的抛物线切线与通过点 B（B_1、B_2）的轮齿中心线的垂线交于 T（T_1、T_2）点，与轮齿中心线交于 U（U_1、U_2）点，UT 与 TC 等距（$U_1T_1 = T_1C_1$、$U_2T_2 = T_2C_2$）。根据这种关系，可将一根尺子放在齿形放大图上，使其与主动齿轮的齿廓相切，并与过 B_1 点的轮齿中心线的垂线交于 T_1 点，与轮齿中心线交于 U_1 点，使 C_1T_1 与 U_1T_1 相等，即可找到抛物线与齿根圆角

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

的切点 C_1。由 C_1 点向轮齿中心线作垂线即可求得轮齿的危险截面 S_{w1} 及弯曲时的有效齿高 l_1。从动齿轮的求法类似。但是如果从动齿轮假定为齿条时，其直线齿廓即为抛物线轮廓在 C 点处的切线，这样会更容易地求出 S_{w2} 及 l_2 在找 C_1、C_2 点时应尽可能准确。

将求得的 S_{w1}、S_{w2}、l_1、l_2 代入式(4－6－52)，计算所得的 P_{mj1} 和 P_{mj2} 对螺旋锥齿轮来说应大致相等，否则应调整切向变位量 ΔS，以使主、从动齿轮接近于等强度。由于双曲面齿轮传动的主、从动齿轮的螺旋角 β_2 与 β_2 不相等，故它们的圆周力 P_1 与 P_2 亦不相等（$P_1 = N\cos\beta_1$，$P_2 = N\cos\beta_2$，N 为双曲面齿轮传动的齿面法向力），因此，它们的极限弯曲载荷也应不相等，以使它们有相近的安全系数。另外，对于双曲面齿轮，几何计算常常给出参考点的一些尺寸，强度计算用的齿面宽中点的一些数据最好用图解法来确定。作为相当近似的计算亦可用参考点的数据。

③安全系数的确定

安全系数 n 为

$$n = \frac{P_{mj}}{P_m} \tag{4-6-55}$$

式中：P_m 见式(4－6－51)；P_{mj} 见式(4－6－53)。

由于计算极限弯曲载荷的公式是在假设只有一对齿轮啮合的条件下求出的，实际上延伸外摆线齿锥齿轮同时有几对齿啮合，因此，轮齿实际能承受的极限弯曲载荷大于按前述公式计算所得的。另外，对于驱动桥齿轮来说，最大载荷不是持续载荷，所以安全系数 n 可取得较低。许用安全系数见表 4－6－36。

表 4－6－36　延伸外摆线齿锥齿轮的弯曲强度许用安全系数 n

使用范围	轿车	轻型载货汽车	重型载货汽车	拖拉机	连续工作的固定式传动
许用安全系数 n	2.0～4.0	1.3～2.0	0.9～1.5	1.5～3.0	3.5～5

(2)轮齿的齿面接触强度计算及工作寿命计算

齿面接触应力按 Hertz 公式，锥齿轮的当量圆柱齿轮齿面之间的接触可看成是两个假想圆柱体之间的接触，接触应力为

$$\sigma_j = \sqrt{\frac{1}{2\pi(1-v^2)}\frac{P_m}{F\cos\alpha}\frac{\rho_1+\rho_2}{\rho_2\rho_2}\frac{2E_1E_2}{E_1+E_2}} \quad \mathrm{N/mm^2} \tag{4-6-56}$$

式中：v——泊松比，对钢制齿轮取 $v = 0.3$；

P_m——圆周力，N；按式(4－6－51)计算；

F——齿宽，mm；应取齿轮副中较小的一个齿宽；

α——法向压力角，(°)；有刀倾角 C' 时，则以($\alpha - C'$)代替式中的 α；

ρ_1，ρ_2——两个假想圆柱体的半径，mm；也是当量小齿轮与大齿轮在接触点处的轮齿表面齿廓的曲率半径，它们的换算曲率半径 ρ 为

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} = \frac{\rho_1+\rho_2}{\rho_1\rho_2}$$

接触点取为首先出现点蚀破坏的小齿轮齿根部单对齿啮合开始点，此点也是滚动接触压力的极限点。

$$\rho_1 = \sqrt{r_{\mathrm{dd1}}^2 - r_{\mathrm{dj1}}^2 - \pi m_{\mathrm{n.m}}\cos\alpha}$$

$$\rho_2 = A_{\mathrm{d}}\sin\alpha - \rho_1$$

$$A_{\mathrm{d}} = r_{\mathrm{d1}} + r_{\mathrm{d2}} = \frac{A_{\mathrm{m}}}{\cos^2\beta_{\mathrm{m}}}\frac{z_{\mathrm{P}}^2}{z_1 z_2}$$

$$\rho_1 + \rho_2 = A_{\mathrm{d}}\sin\alpha$$

E_1，E_2——主、从动齿轮材料的弹性模量，$\mathrm{N/mm^2}$ 换算弹性模量 E 为

$$E = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$$

对钢制齿轮副：

$$E = E_1 = E_2 = 2.2 \times 10^5 \qquad \mathrm{N/mm^2}$$

将上述数据代入式(4－6－56)，得

$$\sigma_{\mathrm{j}} = 620.3\sqrt{\frac{P_{\mathrm{m}}A_{\mathrm{d}}\tan\alpha}{F\rho_1\rho_2}} \qquad \mathrm{N/mm^2} \tag{4-6-57}$$

用上述公式计算所得的 σ_{j}，查图 4－6－184 即可得到主动齿轮预期所能承受的载荷循环次数 L_{P}，再按以下公式即可求得主动齿轮的工作寿命 L_{H}(h)：

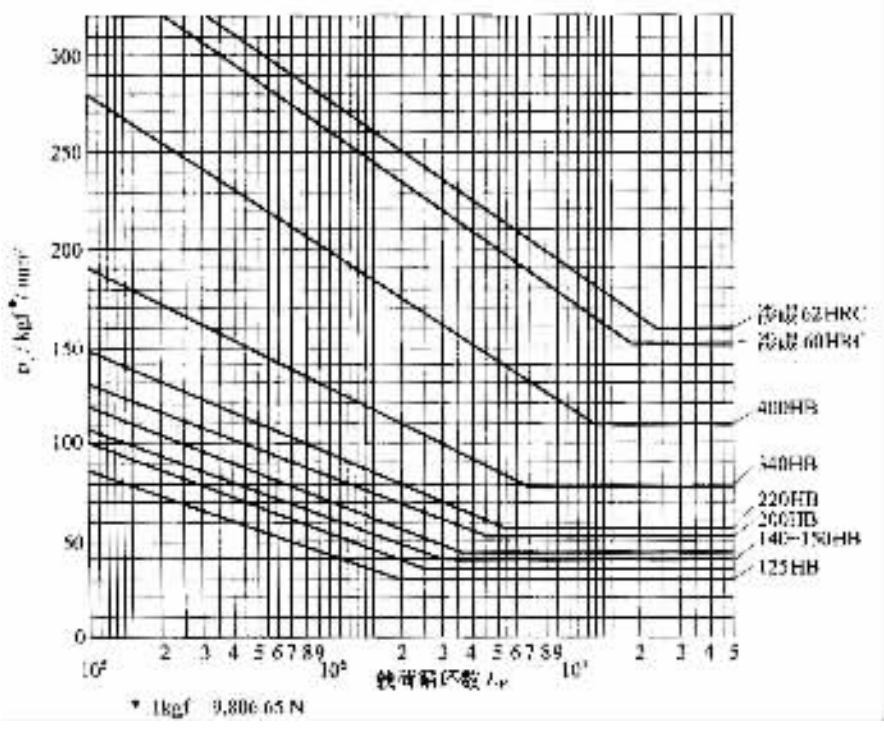


图 4－6－184 钢制锥齿轮的接触应力 σ_{j} 与载荷循环次数 L_{P}

$$L_{\mathrm{H}} = \frac{L_{\mathrm{P}}}{60n_1} \qquad \mathrm{h} \tag{4-6-58}$$

式中：n_1——主动齿轮转速，r/min。

对于汽车驱动桥主减速器齿轮，由于仅在部分时间承受最大载荷，因此其工作寿命通常可

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

取 $L_H = 500 \sim 5000h$。

（六）主减速器蜗轮传动的计算

前已提到，有些公共汽车、无轨电车和超重型载货汽车的主减速器采用蜗轮传动。因为在这些汽车上主减速器一般具有较大的主减速比 i_0 和较大的载荷，在这种情况下采用蜗轮传动比采用双级齿轮主减速器在质量指标、承载能力、工作平稳性等方面均较优越。

蜗轮传动的主要参数和尺寸的确定，应从选定蜗轮－蜗杆中心距 C、蜗杆螺线头数 z_1、蜗轮齿数 z_2 和蜗杆分度圆直径 d 着手。在分析并比较有蜗轮式主减速器的同类汽车参数（包括满载总质量、发动机最大转矩、变速器传动比、主减速器蜗轮－蜗杆的主要参数等）的基础上，选择合适的中心距 C 和蜗杆螺线头数 z_1。至此传动比已知，可求出蜗轮的齿数 z_2。应尽量使 z_1 与 z_2 之间没有公约数。当汽车同时采用轮边减速时，应解决在驱动桥总减速比已定的情况下如何分配蜗轮传动和轮边减速的传动比的问题。蜗轮传动的传动比不宜太小，否则将导致蜗杆螺线头数增加，使它的螺旋角太大，从而使制造困难或者过多地减少蜗轮的齿数，而引起根切现象。为了避免根切的产生，应使蜗杆螺线头数 z_1 和蜗轮齿数 z_2 之和不小于 30。另外，在确定蜗轮传动的传动比及蜗杆螺线头数时，必须考虑到主减速器尺寸的大小，若尺寸太大则失去了其结构紧凑的优点，而且会过多地耗费有色金属（青铜合金）；若尺寸太小，则会使差速器难于装在蜗轮之内，或者使蜗轮齿圈太薄导致强度不够。随着蜗轮传动比的加大，半轴转矩也增大，相应地要求增大半轴尺寸，这一情况也应在确定蜗轮传动和轮边减速的传动比分配时予以考虑。

表 4－6－37 给出了各类汽车蜗轮式主减速器的蜗轮一蜗杆中心距 C 的推荐值。也可以根据汽车满载时的总重量 G_a（kN）或传递的转矩 T（蜗轮传动的输出转矩，N·m）按图 4－6－185 求出蜗轮一蜗杆中心距 C 的近似值。

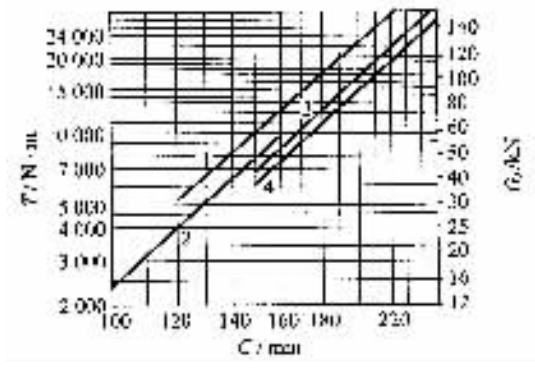


图 4－6－185　按蜗轮传动输出转矩 T 或汽车满载总重量 G_a 近似地选择蜗轮传动中心距 C 用图

1－载货汽车；2－轿车；3－公共汽车；4－无轨电车

表 4－6－37 蜗轮传动中心距的选择

车型类别 \ 参数		发动机最大转矩 T_{emax}/N·m	变速器Ⅰ挡传动比 i_{g1}	蜗轮传动比 i_0	汽车满载总重量 G_a/N	蜗轮传动中心距 C/mm
轿车		85.26	4.3	5.43	13720	100
		100.94	3.84	4.85	16660	110
		249.9	2.4	4	17150	115
		181.3	4.09	4.85	21070	115
		215.6	4.09	4.85	16660	125
		225.4	3.56	4.7	24010	135
公共汽车	4×2	401.8	4.38	6.25	84280	175
	4×2	509.6	5.09	5.8	79380	175
	4×2	401.8	4.38	6.2	84280	200
	6×4	509.6	5.09	5.8	118580	175
	6×4	548.8	9	5	14700	200
	8×4	509.6	5.09	6.4*	123480	175
载货汽车	4×2	225.4	5.63	6.15	84280	150
	4×2	362.6	5.09	5.6	118580	175
	4×2	392	6	7.25	102900	190
	6×4	509.6	5.09	8.25*	187180	175
	6×4	539	9	7.75	19600	220
	8×4	509.6	5.09	8.25	21560	195
无轨电车	4×2	1862		10.667	9800	200
	4×2	1793.4		9.373	110740	200
	4×2	3430		10.667	125440	255
	6×4	1430.8		9.333*	103880	200

* 在两驱动桥之间有差速器。

为了求蜗轮传动中心距 C，P.M.HELDT 推荐的另一经验公式为

$$C = \frac{T^{0.4}}{K} \quad \text{mm} \tag{4-6-59}$$

式中：$T = T_{emax} i_{g1} i_0$，即蜗轮传动的输出转矩；

i_{g1}——变速器Ⅰ挡传动比；

i_0——蜗轮传动主减速器的主减速比；

T_{emax}——发动机最大转矩；

K——常数，当 T_{emax} 的单位为 kg·cm 时，K 的取值为：对轿车，$K = 0.5$；公共汽车，$K = 0.55$ 载货汽车，$K = 0.6$。当 T_{emax} 的单位为 N·m 时，K 的值取为：对轿车，$K =$

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

0.197 公共汽车，$K=0.217$ 载货汽车，$K=0.237$。

表 4－6－38 给出了蜗轮齿数 z_2 与蜗轮传动中心距 C 及蜗杆分度圆直径 d 的选择关系。

选择蜗杆分度圆直径 d 时，应考虑蜗杆齿根圆直径应有足够的刚度和抗扭强度。

蜗杆分度圆直径为

$$d = mq \quad \text{mm} \tag{4-6-60}$$

式中：q——蜗杆特性系数，对蜗轮式主减速器来说，q 值约在 5～10 的范围内；

m——模数，mm。

表 4－6－39 给出了 q 与蜗轮齿数 z_2 的选择关系。

表 4－6－38　z_2 与 C 及 d 的选择关系

蜗轮传动中心距 C/mm	150	165	180	190	200	220	240	260	280
蜗轮齿数 z_2	27	28	29	30	31	32	33	34	35
蜗杆分度圆直径 d/mm	64	71	76	81	86	94	102	109	120

表 4－6－39　q 与 z_2 的选择关系

蜗轮齿数 z_2	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
蜗杆特性系数 q	5.5	5.5	6	6	7	7	7	8	8	8

在蜗轮中心剖面上（见图 4－6－186），蜗轮分度圆直径 D 与模数 m、齿数 z_2 的关系为

$$D = mz_2 \tag{4-6-61}$$

又有

$$C = \frac{D+d}{2} = m\frac{(z_2+q)}{2}$$

$$D = 2C - d$$

蜗杆轴向剖面齿距为

$$t = \pi m \tag{4-6-62}$$

蜗杆螺旋线升角为 γ，则

$$\tan\gamma = \frac{z_1 t}{\pi d} = \frac{z_1}{q} \tag{4-6-63}$$

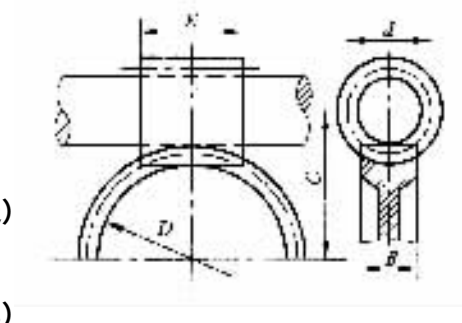


图 4－6－186　蜗杆传动简图

蜗杆齿顶圆直径为

$$d_e = m(q+2) \tag{4-6-64}$$

蜗杆齿根圆直径为

$$d_i = d_e - 4.4m\cos\gamma \tag{4-6-65}$$

在蜗轮的中心剖面处：

蜗轮齿顶圆直径为

$$D_e = D + 2m(2\cos\gamma - 1) \tag{4-6-66}$$

蜗轮齿根圆直径为

$$D_i = D - 2m(1 + 0.2\cos\gamma) \tag{4-6-67}$$

蜗轮的最大外径为

$$D_w = D_e + m \tag{4-6-68}$$

蜗杆部分长度为

$$\sqrt{D_W^2 - D^2} \tag{4-6-69}$$

蜗轮齿宽近似为 $0.375C$；更精确些则可取为 $2m\sqrt{q+1}$，这是蜗轮齿的最小宽度，故一般应增大 10%。

蜗轮传动的效率为

$$\eta = \frac{\tan\gamma}{\tan(\gamma + \varphi)} \tag{4-6-70}$$

式中：γ——蜗杆螺旋线升角；

φ——摩擦角，$\tan\varphi = \mu$；

μ——摩擦系数，可取为 $\mu = 0.02$。

如果反向传动，则效率为

$$\eta = \frac{\tan\sigma}{\tan(\sigma + \varphi)} \tag{4-6-71}$$

式中：$\sigma = 90° - \gamma$

调整初步计算算得模数并选定切削刀具以后，再精确算出蜗轮传动各个几何参数和尺寸，并给定公差和技术条件。最后对蜗轮传动必须根据汽车使用过程中主减速器的工作工况进行各种核算，其中包括蜗杆弯曲强度与刚度的计算，牙齿弯曲强度计算，齿面啮合磨损计算和温升计算等。

（七）主减速器齿轮的材料及热处理

汽车驱动桥主减速器的工作相当繁重，与传动系其他齿轮比较，它具有载荷大、作用时间长、载荷变化多、带冲击等特点。其损坏形式主要有轮齿根部弯曲折断、齿面疲劳点蚀（剥落）、磨损和擦伤等。根据这些情况，对驱动桥齿轮的材料及热处理应有以下要求：

①具有高的弯曲疲劳强度和表面接触疲劳强度，以及较好的齿面耐磨性，故齿表面应有高的硬度；

②轮齿芯部应有适当的韧性以适应冲击载荷，避免在冲击载荷下轮齿根部折断；

③钢材的锻造、切削与热处理等加工性能良好，热处理变形小或变形规律易控制，以提高产品质量、缩短制造时间、减小生产成本并降低废品率；

④选择齿轮材料的合金元素时要适应我国的情况。例如，为了节约镍、铬等元素，我国发展了以锰、钒、钛、钼、硅为主的合金结构钢系统。

汽车主减速器用的螺旋锥齿轮与双曲面齿轮以及差速器用的直齿锥齿轮，目前都是用渗碳合金钢制造。其钢号主要有：20CrMnTi、22CrMnMo、20CrNiMo、20MnVB 和 20Mn2TiB 等。

用渗碳合金钢制造齿轮，经过渗碳、淬火、回火后，轮齿表面硬度应达到 58～64HRC，而芯部硬度较低，当端面模数 $m > 8$ 时为 29～45 HRC，当 $m \leqslant 8$ 时为 32～45HRC。

对于渗碳层深度有以下的规定：

当端面模数 $m \leqslant 5$ 时，为 0.9～1.3mm；

$m > 5 \sim 8$ 时，为 1.0～1.4mm；

$m > 8$ 时，为 1.2～1.6mm。

由于新齿轮润滑不良，为了防止齿轮在运行初期产生胶合、咬死或擦伤，防止早期磨损，圆

此为试读，需要完整PDF请访问：www.ertongbook.com 免费下载

锥齿轮与双曲面齿轮的传动副(或仅仅大齿轮)在热处理及精加工(如磨齿或配对研磨)后均予以厚度为 0.005～0.010～0.020ram 的磷化处理或镀铜、镀锡。这种表面镀层不应用于补偿零件的公差尺寸,也不能代替润滑。

对齿面进行喷丸处理有可能提高寿命达 25%。对于滑动速度高的齿轮,为了提高其耐磨性,可以进行渗硫处理。渗硫处理时的温度低,故不会引起齿轮变形。渗硫后摩擦系数可显著降低,故即使润滑条件较差,也会防止齿轮咬死、胶合和擦伤等现象产生。

当汽车驱动桥主减速器采用蜗轮传动时,蜗轮与蜗杆的材料选择的正确与否,直接决定着蜗轮传动的使用寿命。蜗杆应当力求坚硬刚强,而蜗轮则要求质软而耐磨。所以,一般蜗轮都用磷青铜制成,而蜗杆则用便于热处理以取得高硬度的钼锰钢或铬钢制造。

(八)主减速器轴承的计算

轴承的计算主要是计算轴承的寿命。通常是先根据主减速器的结构尺寸初步选定轴承的型号,然后验算轴承寿命。影响主减速器轴承使用寿命的主要外因是它的工作载荷及工作条件,因此在验算轴承寿命之前,首先应求出作用在齿轮上的轴向力、径向力,然后再求出轴承反力,以确定轴承载荷。

1. 作用在主减速器主动齿轮上的力

通常主减速器的主动齿轮为螺旋锥齿轮或双曲面齿轮的小齿轮,图 4－6－187 给出了其受力简图。如该图所示,一左旋小齿轮顺时针(由背面看)旋转,M 为节锥齿线的中点,在传递转矩的过程中,M 点齿廓表面受一空间法向力 N,过 M 点及该节锥母线作节锥的切平面 $GLKM$,力 $\overrightarrow{LM}$ 为 N 在该切平面上的投影,力 $\overrightarrow{HM}$ 为 N 在过 M 点并垂直于该切平面的一直线上的投影,而 N 与 $\overrightarrow{LM}$ 之间的夹角 α 即为齿廓表面的法向压力角(见图 4－6－187)。$\overrightarrow{LM}$ 又可分解为圆周力 $P(=\overrightarrow{GM})$ 及沿节锥母线方向的分力 $\overrightarrow{KM}$,后者又可分解为一轴向力 $\overrightarrow{JM}$ 及一径向力 $\overrightarrow{KJ}$;$\overrightarrow{HM}$ 也可分解为一轴向力 $\overrightarrow{IM}$ 及一个径向力 $\overrightarrow{HI}$。它们之间的夹角如图 4－6－187 所示,其中 β 为齿面宽中点(即 M 点)处的螺旋角,γ 为节锥角。由该图得:

$$\overrightarrow{LM} = N\cos\alpha$$

$$\overrightarrow{HM} = N\mathrm{Sin}\alpha = \frac{\overrightarrow{LM}}{\cos\alpha} = \overrightarrow{LM}\tan\alpha = \frac{P}{\cos\beta}\tan\alpha$$

$$\overrightarrow{KM} = P\tan\beta$$

总的轴向力为

$$A = \overrightarrow{IM} + \overrightarrow{JM} = \overrightarrow{HM}\sin\gamma + \overrightarrow{KM}\cos\gamma = \frac{P}{\cos\beta}\tan\alpha\sin\gamma + P\tan\beta\cos\gamma$$

即

$$A = \frac{P}{\cos\beta}(\tan\alpha\sin\gamma + \sin\beta\cos\gamma) \tag{4－6－72}$$

总的径向力为

$$R = \overrightarrow{HI} - \overrightarrow{KJ} = \overrightarrow{HM}\cos\gamma - \overrightarrow{KM}\sin\gamma = \frac{P}{\cos\beta}\tan\gamma\cos\gamma - P\tan\beta\sin\gamma$$

即

$$R = \frac{P}{\cos\beta}(\tan\alpha\cos\gamma - \sin\beta\sin\gamma) \tag{4－6－73}$$

式(4－6－72)、式(4－6－73)给出的是左旋小齿轮顺时针旋转时(图 4－6－187)所受的轴向力和径向力。当小齿轮的轮齿右旋或其旋转方向为逆时针时,圆锥齿轮及双曲面齿轮的轴向力与径向力如表 4－6－40 所示。

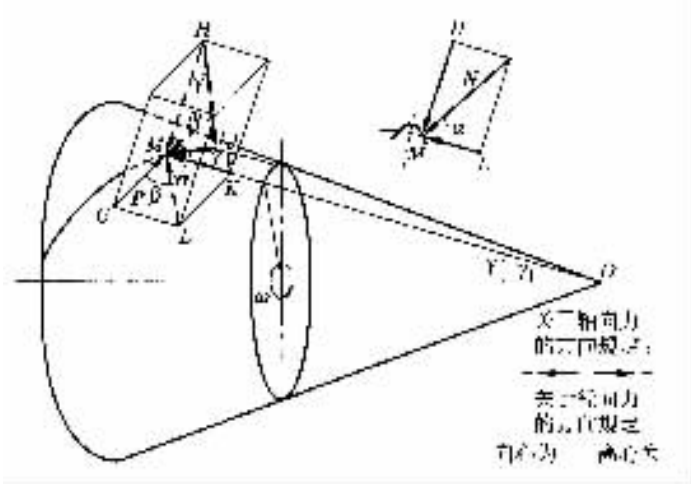


图 4－6－187 主减速器主动齿轮的受力简图

α－齿廓表面的法向压力角；β－齿面宽中点处的螺旋角；

γ－节锥角；P－齿面宽中点处的圆周力

表 4－6－40 中齿面宽中点处的圆周力为

$$P=\frac{2T}{d_m} \tag{4-6-74}$$

式中：T——作用在该齿轮上静境矩，作用在主减速器主动齿轮上的当量转矩见式(4－6－89)；

d_m——该齿轮齿面宽中点的分度圆直径：

表 4－6－40 圆锥齿轮与双曲面齿轮的轴向力及径向力

主动齿轮		轴 向 力	径 向 力
螺旋方向	旋转方向		
右	顺时针	主动齿轮 $A=\frac{P}{\cos\beta}(\tan\alpha\sin\gamma-\sin\beta\cos\gamma)$	主动齿轮 $R=\frac{P}{\cos\beta}(\tan\alpha\cos\gamma+\sin\beta\sin\gamma)$
左	反时针	从动齿轮 $A=\frac{P}{\cos\beta}(\tan\alpha\sin\gamma+\sin\beta\cos\gamma)$	从动齿轮 $R=\frac{P}{\cos\beta}(\tan\alpha\cos\gamma-\sin\beta\sin\gamma)$
右	反时针	主动齿轮 $A=\frac{P}{\cos\beta}(\tan\alpha\sin\gamma+\sin\beta\cos\gamma)$	主动齿轮 $R=\frac{P}{\cos\beta}(\tan\alpha\cos\gamma-\sin\beta\sin\gamma)$
左	顺时针	从动齿轮 $A=\frac{P}{\cos\beta}(\tan\alpha\sin\gamma-\sin\beta\cos\gamma)$	从动齿轮 $R=\frac{P}{\cos\beta}(\tan\alpha\cos\gamma+\sin\beta\sin\gamma)$

对于圆锥齿轮

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

$$\left.\begin{aligned} d_{2m} &= d_2 - F\sin\gamma_2 \\ d_{1m} &= d_{2m}\frac{z_1}{z_2} \end{aligned}\right\} \tag{4-6-75}$$

对于双曲面齿轮

$$\left.\begin{aligned} d_{2m} &= d_2 - F\sin\gamma_{R2} \\ d_{1m} &= d_{2m}\frac{z_1\cos\beta_2}{z_2\cos\beta_1} \end{aligned}\right\} \tag{4-6-76}$$

式中：d_{2m}——从动齿轮齿面宽中点的分度圆直径；

d_{1m}——主动齿轮齿面宽中点的分度圆直径；

d_2——从动齿轮节圆直径；

F——从动齿轮齿面宽；

z_1，z_2——主、从动齿轮齿数；

γ_2——从动齿轮的节锥角；

γ_{R2}——从动齿轮的根锥角；

β_1，β_2——双曲面主、从动齿轮的中点螺旋角。

对于圆锥齿轮传动来说，作用在主、从动齿轮上的圆周力相等；对于双曲面齿轮传动来说，由于主、从动齿轮的螺旋角 β_1、β_2 不相等，因此它们的圆周力也不相等，作用在双曲面主动齿轮齿面宽中点的圆周力为

$$P_1 = P_2\frac{\cos\beta_1}{\cos\beta_2} \tag{4-6-77}$$

式中：P_1，P_2——作用在主、从动齿轮齿面宽中点的圆周力。

另外，对于双曲面齿轮，表 4-6-40 中的 α 为轮齿驱动齿廓的法向压力角，而节锥角 γ 在计算主动齿轮轴向力时用面锥角的数值代入；计算从动齿轮轴向力时用根锥角的数值代入。还应注意双曲面齿轮副中主、从动齿轮的 P、β、α、γ 各有自己的数值。计算双曲面齿轮径向力时的注意事项与计算轴向力时相同。

作用在主减速器螺旋锥齿轮和双曲面齿轮上的轴向力和径向力亦可用图解法求得，如图 4-6-188、图 4-6-189 所示。

用图解法求轴向力时，根据齿轮的主动与从动、螺旋方向、旋转方向、节锥角），和中点螺旋角卢的不同，可在图 4-6-188 上中间处的水平线的上面或下面找出 β 曲线和 γ 曲线的一个交点（需注意齿轮副中主、从动齿轮的交点总是分别位于水平线的上、下两侧），将此交点与图右侧的压力角 α 用直线联接，并使其交于左侧的垂直坐标线上，即可求出轴向力为圆周力 P 的百分数。用此百分数乘以 P 即可求出轴向力的值。求双曲面齿轮轴向力时的注意事项与按公式计算时的相同。

用图解法求锥齿轮的径向力时，如图 4-6-189 所示，其方法与用图解法求轴向力类似。从图 4-6-189 中的右侧垂直坐标图解求得的（径向力是圆周力 P 的百分之几）百分数，还需乘以 P 才能得到径向力的值。

2. 主减速器轴承载荷的计算

轴承的轴向载荷，就是上述的齿轮轴向力，其计算方法见表 4-6-40，或尉图解法（见图 4-6-188）。但如果采用圆锥滚子轴承作支承时，还应考虑径向力所引起的派生轴向力的影

响。而轴承的径向载荷则是上述齿轮径向力、圆周力及轴向力这三者所引起的轴承径向支承反力的向量和。当主减速器的齿轮尺寸、支承型式和轴承位置已确定，并按表 4－6－40 或图 4－6－188、图 4－6－189 计算出齿轮的轴向力、径向力以及圆周力以后，则可计算出轴承的径向载荷。

(1)悬臂式支承主动锥齿轮的轴承径向载荷

如图 4－6－190(a)所示，轴承 A、B 的径向载荷分别为

$$R_A = \frac{1}{a}\sqrt{(Pb)^2 + (Rb - 0.5Ad_{1m})^2} \tag{4-6-78}$$

$$R_B = \frac{1}{a}\sqrt{(Pc)^2 + (Rc - 0.5Ad_{1m})^2} \tag{4-6-79}$$

式中：P，A，R——见表 4－6－40 及式(4－6－74)；

d_{1m}——见式(4－6－75)、式(4－6－76)。

(2)骑马式支承的主动锥齿轮及单级减速的从动锥齿轮的轴承径向载荷

如图 4－6－190(b)、(c)所示，轴承 C、D 的径向载荷分别为

$$R_C = \frac{1}{a}\sqrt{(Pb)^2 + (Rb - 0.5Ad_m)^2} \tag{4-6-80}$$

$$R_D = \frac{1}{a}\sqrt{(Pc)^2 + (Rc + 0.5Ad_m)^2} \tag{4-6-81}$$

式中：P，A，R——见表 4－6－40，及式(4－6－74)，应注意主、从动齿轮各有它本身的 P、A、R 力。对于轴交角为 90°的圆锥齿轮传动副来说，一个齿轮的轴向力等于另一个齿轮的径向力；

d_m——计算齿轮(主动或从动)齿面宽中点的分度圆直径，见式(4－6－75)、式(4－6－76)。

(3)双级减速中间轴的轴承径向载荷

如图 4－6－191(a)所示，当从动圆柱齿轮的中心线与主动锥齿轮轴线位于同一平面上时，轴承 C、D 的径向载荷分别为

$$R_C = \frac{1}{g}\sqrt{[0.5(Ad_{2m} + A'd') + R_e - R'f]^2 + [Pe - P'f]^2} \tag{4-6-82}$$

$$R_D = \frac{1}{g}\sqrt{[0.5(Ad_{2m} + A'd') - R_c - R'_K]^2 + [Pe - P'_K]^2} \tag{4-6-83}$$

式中：P，A，R——见表 4－6－40 及式(4－6－74)

P'，A'，R'——主减速器第二级减速斜齿圆柱齿轮的圆周力、轴向力和径向力；

d_{2m}——第一级减速从动锥齿轮齿面宽中点的分度圆直径，见式(4－6－75)、式(4－6－76)；

d'——第二级减速主动齿轮(斜齿圆柱齿轮)的节圆直径。

$$P' = \frac{2T}{d'} \tag{4-6-84}$$

$$A' = P'\tan\beta \tag{4-6-85}$$

$$R' = P'\tan\alpha/\cos\beta \tag{4-6-86}$$

式中：T——计算转矩；为第二级减速主动齿轮的当量转矩 $T_{1d}i_{01}$，其中 T_{1d}为主动锥齿轮的当量转矩，见式(4－6－89)，i_{01}为主减速器第一级减速的传动比；

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

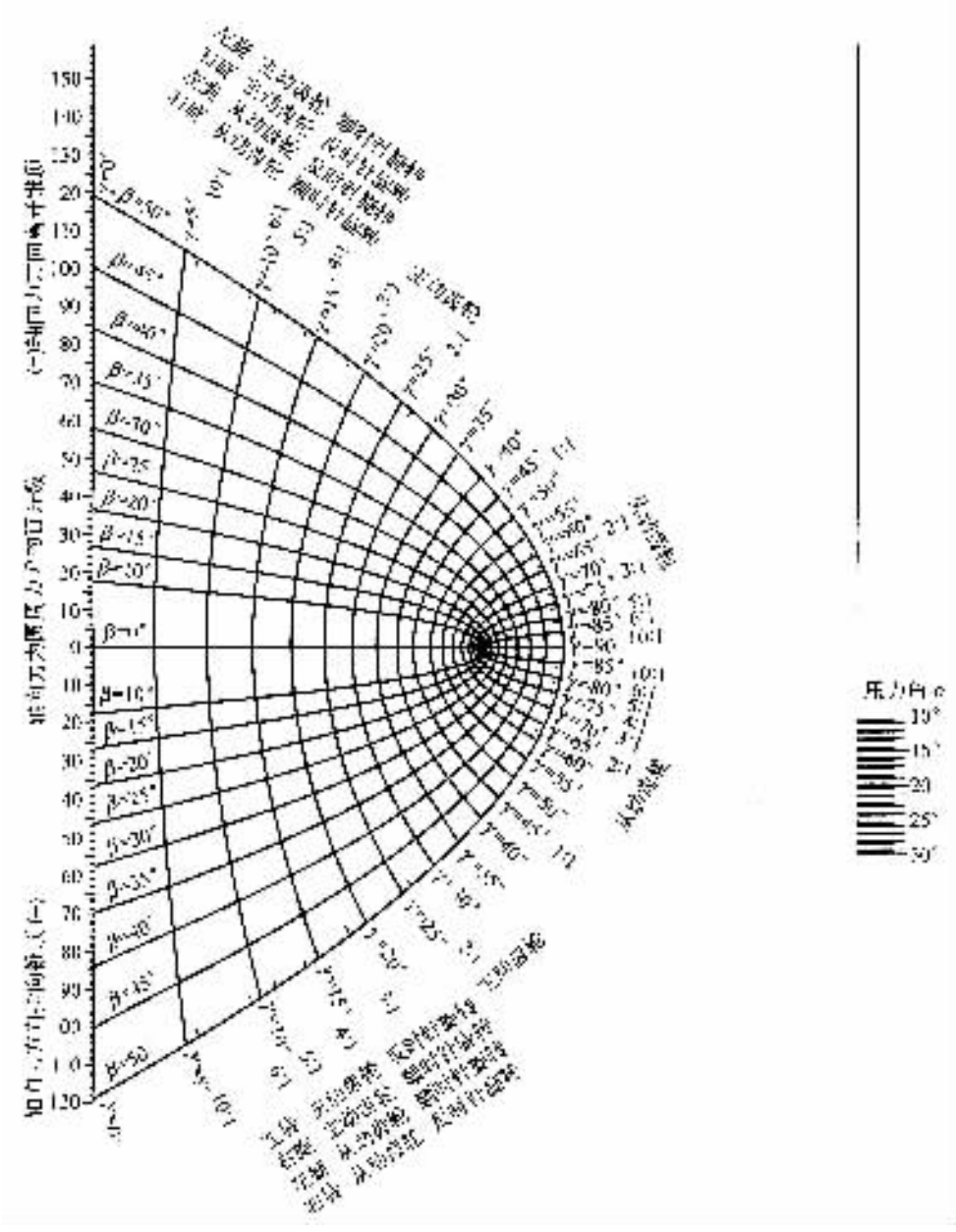


图 4－6－188　用图解法求螺旋锥齿轮与双曲面齿轮与双曲面齿轮的轴向力

β——斜齿圆柱齿轮分度圆柱上的螺旋角；

α——法向压力角。

如图 4－6－191(b)所示，当从动圆柱齿轮中心线怀主动锥齿轮轴线不在同一平面上的时，则轴承 C、D 的径向载荷分别为

$$R_C = \frac{1}{g}\{[0.5d_{2m}A + Re + (P'\sin\varphi - R'\cos\varphi)f + 0.5d'A'\cos\varphi]^2 + [Pe + (P'\cos\varphi + R'\sin\varphi)f - 0.5d'A'\sin\varphi]^2\}^{\frac{1}{2}} \quad (4-6-87)$$

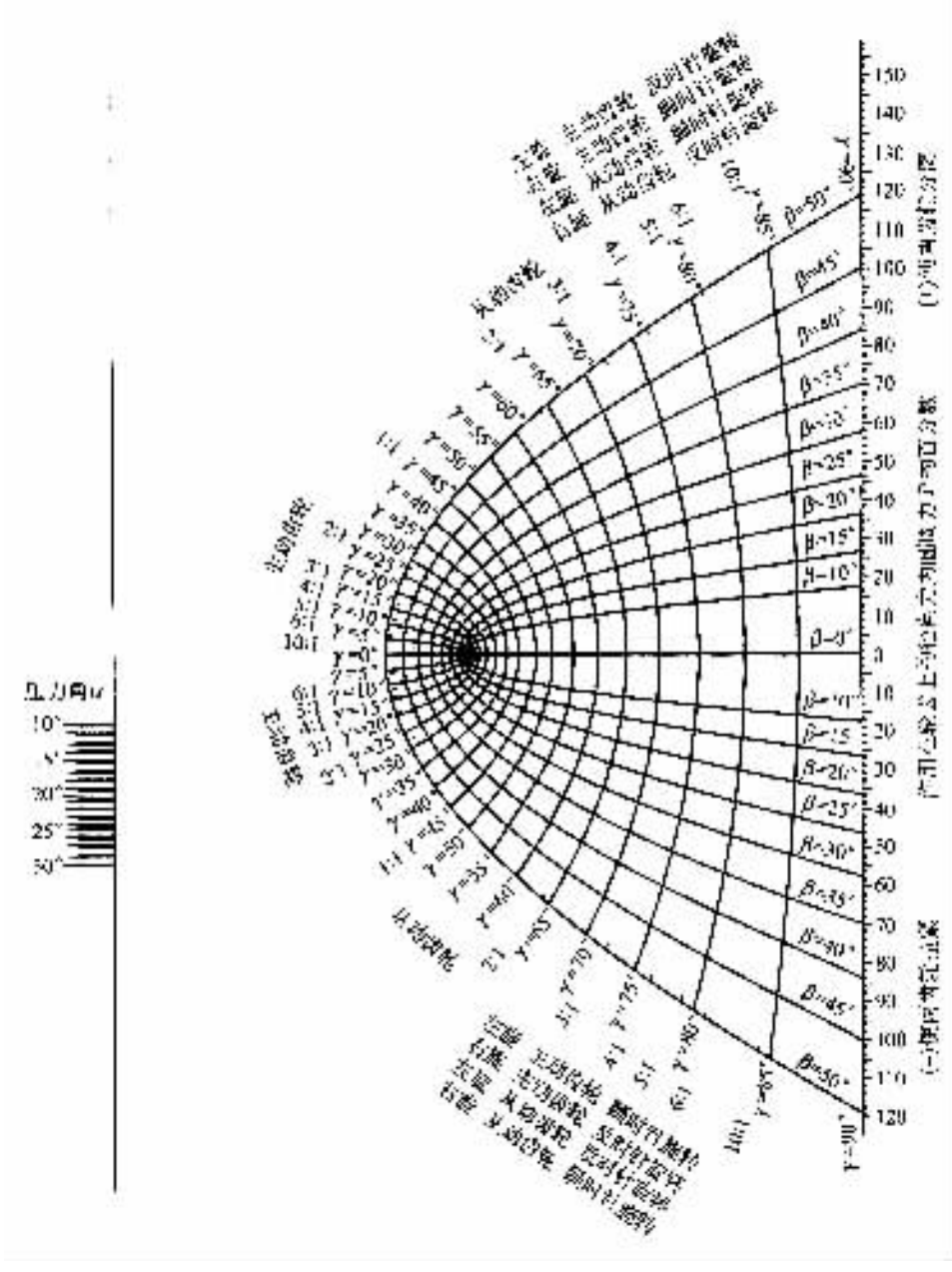


图 4－6－189 用图解法求作用在螺旋锥齿轮的与双曲轮上的径向力

$$R_D=\frac{1}{g}\{[0.5d_{2m}A-Rc-(P'\sin\varphi-R'\cos\varphi)k+0.5d'A'\cos\varphi]^2$$

$$+[Pc+(P'\cos\varphi+R'\sin\varphi)f+0.5d'A'\sin\varphi]^2\}^{\frac{1}{2}} \quad (4-6-88)$$

式中：P,A,R——见表 4－6－40 及式 4－6－74；

P',A',R'——斜齿圆柱齿毬传动的圆周力、轴向力和径向力，见式(4－6－84)～式(4－6－86)；

d_{2m}——见式(4－6－75)、式(4－6－76)；

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

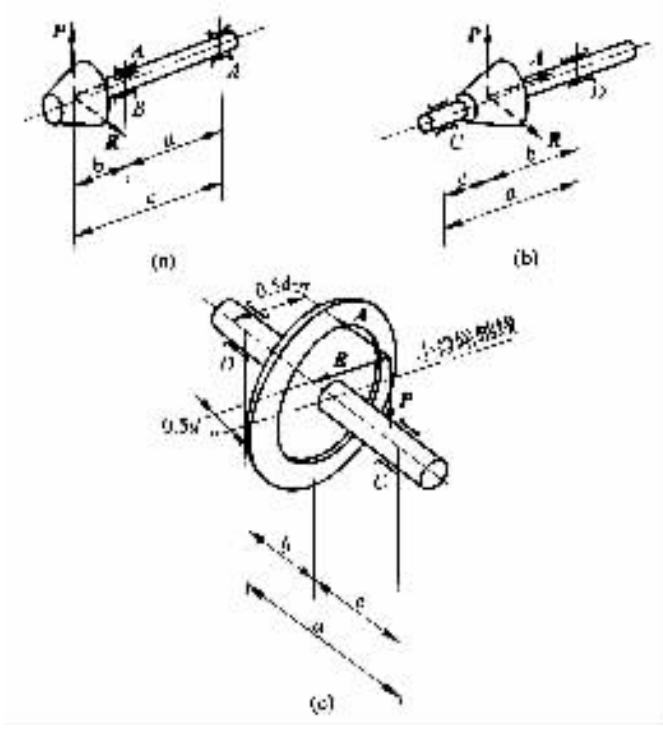


图 4－6－190　主减速器轴承的布置尺寸

(a)悬臂式支承的主动锥齿轮；(b)骑马式支承的主动锥齿轮；

(c)骑马式支承、单级减速的从动锥齿轮

d'——主动斜齿圆柱齿轮的节圆直径；

φ, g, e, f, k, c——见图 4－6－191(b)。

图 4－6－191 所示力的方向及上述轴承载荷的计算公式用于汽车前进时，当汽车后退时应考虑由于齿轮旋转方向的改变而引起的变化。

(4)主减速器轴承的当量载荷及寿命

为计算作用在齿轮上的圆周力(见式(4－6－74)、式(4－6－84))，首先需要确定计算转矩。汽车在行驶过程中，由于变速器挡位的改变，且发动机也不全处于最大转矩状态，故主减速器齿轮的工作转矩处于经常变化中。实践表明，轴承的主要损坏形式为疲劳损伤，所以应按输入的当量转矩 T_d 进行计算。作用在主减速器主动锥齿轮上的当量转矩 T_{dz} 可按下式求得：

$$T_{dz} = T_{emax}\left\{\frac{1}{100}\left[f_{iI}\left(i_{gI}\frac{f_{TI}}{100}\right)^3 + f_{iII}\left(i_{gII}\frac{f_{TII}}{100}\right)^3 + f_{iIII}\left(i_{gIII}\frac{f_{TIII}}{100}\right)^3 + \cdots + f_{iR}\left(i_{gR}\frac{f_{TR}}{100}\right)^3\right]\right\}^{\frac{1}{3}} \tag{4-6-89}$$

式中：T_{emax}——发动机最大转矩，N·m

$f_{iI}, f_{iII}, f_{iIII} \cdots f_{iR}$——变速器在各挡的使用率，若无统计数据，可参考表 4－6－41 选取；

$i_{gI}, i_{gII}, i_{gIII} \cdots i_{gR}$——变速器各挡Ⅰ，Ⅱ，Ⅲ…挡及倒挡传动比；

$f_{TI}, f_{TII}, f_{TIII} \cdots f_{TR}$——变速器在各挡时的发动机转矩利用率，可参考表 4－6－41 选取，其中

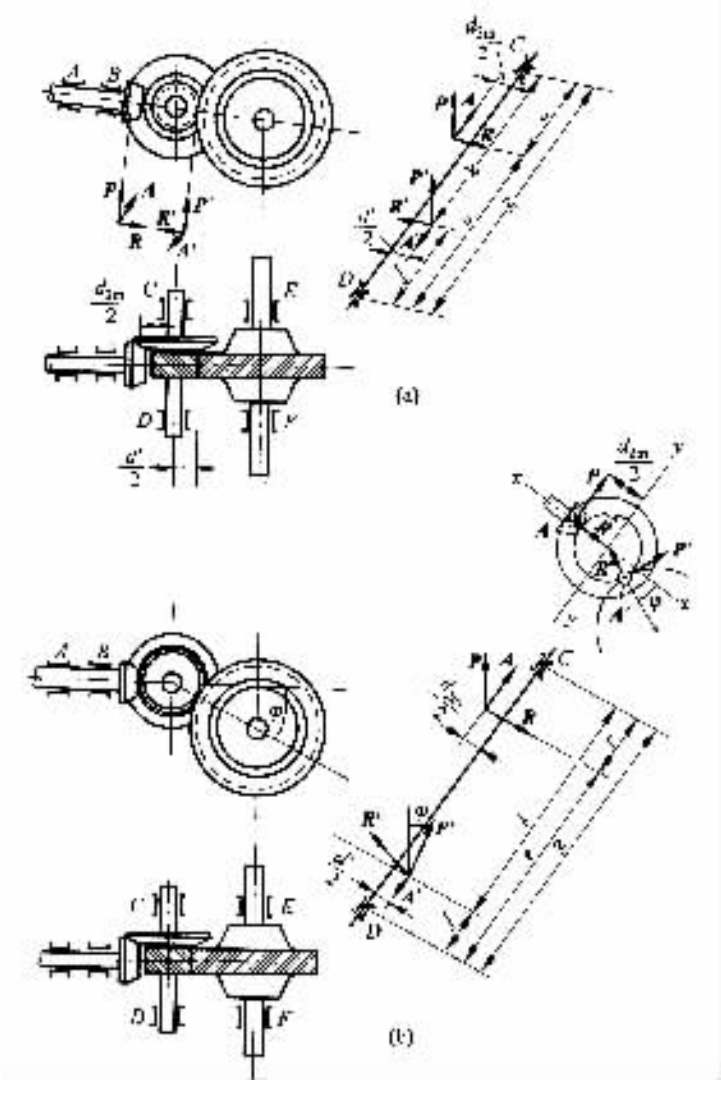


图 4－6－191 双级主减速器中间轴轴承载荷计算用图

(a)齿轮轴线布置在同一平面上；(b)从动圆柱齿轮中心线与主动锥齿轮中心线不在同一平面上

$$f_{Ti} = \frac{T_{ei}}{T_{emax}}$$

T_{ei}——变速器处于第 i 挡时的发动机转矩。

按当量转矩求出轴承的径向载荷 R 及轴向载荷 A 以后，即可按下式求轴承的当量动载荷 Q：

$$Q = XR + YA \qquad \text{N} \tag{4-6-90}$$

式中：X——径向系数；

Y——轴向系数。

对单列圆锥滚子轴承来说，当 $\frac{A}{R} \leqslant e$ 时，$X = 1$，$Y = 0$；当 $\frac{A}{R} > e$ 时，$X = 0.4$，Y 值及判断参数 e 见轴承手册或产品样本。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

由于式(4－6－90)中的轴承径向载荷 R(N)及轴向载荷 A(N)是根据式(4－6－89)所示的当量转矩计算的,而当量转矩已考虑了变速器的各挡使用率及在各挡时的发动机转矩利用率,故可直接利用式(4－6－90)计算的 Q 值求出轴承的额定寿命 L:

$$L=\left(\frac{f_t C}{f_P Q}\right)^{\varepsilon}\times 10^6 \tag{4-6-91}$$

式中:C——额定动载荷,N;其值查轴承手册或产本样本;

f_t——温度系数,标准轴承的工作温度可达 100℃,当超过 100℃时,C 值应按表 4－6－42 给出的 f_t 值修正:

表 4－6－41　f_i 及 f_T 的参考值　%

车型		轿车			公共汽车		载货汽车		
变速器		Ⅲ挡	Ⅳ挡		Ⅳ挡	Ⅳ挡带超速挡	Ⅳ挡	Ⅳ挡带超速挡	Ⅴ挡
f_i f_T	挡位		$K_T<80$	$K_T>80$					
f_i	Ⅰ挡	1	1	0.8	2	1	1	0.5	0.5
	Ⅱ挡	9	4	2.5	6	4	3	3.5	2
	Ⅲ挡	90	20	16	27	15	11	7	5
	Ⅳ挡		75	80.7	65	50	85	59	15
	Ⅴ挡					—		—	77.5
	超速挡					30		30	
f_T	Ⅰ挡	60	70	65	70	70	50	50	50
	Ⅱ挡	60	65	60	70	70	60	60	60
	Ⅲ挡	50	60	50	60	60	70	70	70
	Ⅳ挡		60	50	60	60	60	70	70
	Ⅴ挡					—		—	60
	超速挡					75		70	

注:表中 $K_T=\frac{T_{emax}}{0.1G_a}$,其中 T_{emax}——发动机最大转矩,N·m;G_a——汽车总重力,kN。

表 4－6－42　计算轴承额定寿命用的温度系数 f_t

工作温度/℃	≤100	125	150	175	200	225	250
温度系数 f_t	1	0.95	0.90	0.85	0.80	0.75	0.70

f_P——载荷系数,考虑载荷性质——平稳的、振动的或剧烈冲击的载荷对轴承寿命的不同影响,对于车辆,取 $f_P=1.2\sim1.8$。

ε——寿命指数,对球轴承取 $\varepsilon=3$,对滚子轴承取 $e=10/3$。

在实际计算中,常以工作小时数表示轴承的额定寿命:

$$L_h = \frac{L}{60n} \quad h \tag{4-6-92}$$

式中：n——轴承的计算转速，r/min；可根据汽车的平均行驶速度 v_{am} 计算。对于无轮边减速的驱动桥来说，主减速器从动锥齿轮（或差速器）轴承的计算转速 n_2 为

$$n_2 = \frac{2.66 v_{am}}{r_r} \quad r/min \tag{4-6-93}$$

式中：r_r——轮胎滚动半径，m；

v_{am}——汽车的平均行驶速度，km/h；对于轿车可取为 50～55km/h；对于载货汽车和公共汽车可取为 30～35km/h。

主减速器主动齿轮和两级减速的中间轴齿轮的轴承的计算转速，可根据上式乘以相应的减速比求得。

在设计时，轴承的寿命应根据该总成的大修间隔里程来考虑，即应使轴承的额定寿命 L_h 满足：

$$L_h = \frac{S}{v_{am}} \quad h \tag{4-6-94}$$

式中：S——汽车的大修里程，km。

（九）主减速器的润滑

主减速器及差速器的齿轮及其轴承，均应有良好润滑，否则极易引起早期磨损。其中尤其应注意主减速器主动锥齿轮的前轴承。如图 4－6－192 所示，该轴承距油面及齿轮都较远，又有后轴承相隔，润滑条件极差，其润滑不能靠润滑油的飞溅来实现，而必须采取加强润滑的专门措施。通常是在从动锥齿轮的前端靠近主动齿轮处的主减速器壳内壁上设一专门的集油槽，后者将由旋转的齿轮甩出并飞溅到壳体前面内壁上的部分润滑油收集起来，再经过进油孔引至前轴承圆锥滚子小端处，如图 4－6－192 及图 4－6－58、图 4－6－59、图 4－6－62、图 4－6－68 所示。由于圆锥滚子在旋转时的泵油作用，使润滑油由圆锥滚子的小端通向大端。而主动锥齿轮前轴承的前面应有回油孔，使经过前轴承的润滑油再流回驱动桥壳中间的油盆中。这样，由于润滑轴承的进出油孔畅通无阻，使润滑油得到循环，不仅可使轴承得到良好润滑、散热和清洗，而且可以保护前端的油封不会因润滑油有压力而漏油和损坏。

在设计中也要考虑有足够的润滑油能流进差速器，以保证其摩擦表面有良好的润滑，为此在差速器壳上都设有通油口，有的结构还加装了专门的导油勺（见图 4－6－192）或导油装置（见图 4－6－77）。

为了防止因温度升高而使主减速器壳和桥壳内部压力增高，从而引起漏油，常在主减速器壳上或桥壳上装置通气塞（见图 4－6－192）。通气塞的位置应避开油溅及之处。

加油孔及塞应设在加油方便之处，油孔的位置就是油面的位置。放油孔及塞应设在桥壳的最低处，以便放油时能把油放尽，但也应考虑汽车在通过障碍时放油塞不致遭碰撞而脱落。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

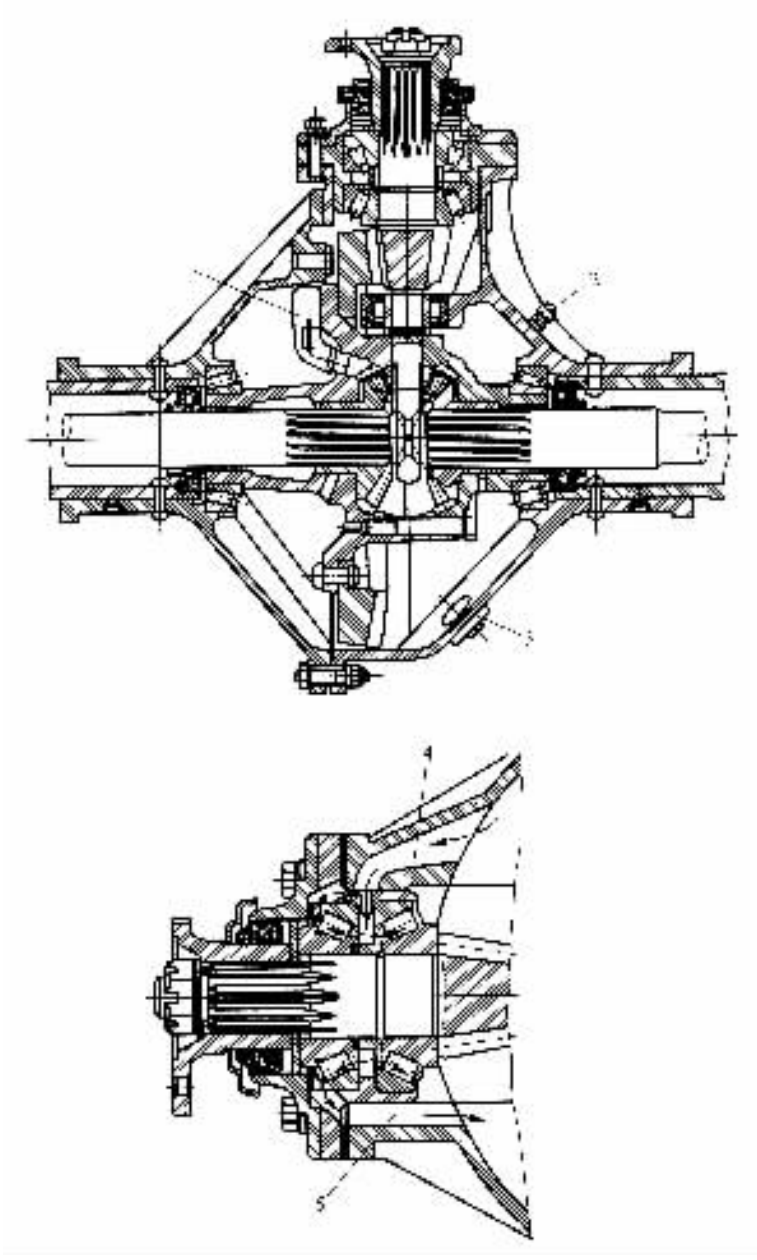


图 4－6－192　主减速器主动锥齿轮轴承的润滑方法

1－导油勺；2－通气塞；3－加油孔塞；4－进油孔；5－回油孔

第四节 差速器

汽车行驶运动学的要求和实际的车轮、道路及其相互关系表明：汽车在行驶过程中左、右车轮在同一时间内所滚过的行程常常是不相等的。最明显的例子便是汽车转弯。在转弯时为满足运动学的要求，汽车的外侧车轮的行程总要比内侧的长。另外，即使汽车作直线行驶，也会由于左、右车轮在同一时间内所滚过的路面垂向波形的不同，或由于左右车轮轮胎气压、轮胎负荷、胎面磨损程度的不同以及制造误差等因素，引起左、右车轮外径不等或滚动半径不相等，而导致车轮行程不等。在左、右车轮行程不等的情况下，如果采用一根整体的驱动车轮轴将动力传给左、右车轮，则会由于左、右驱动车轮的转速虽相等而行程却又不同的这一运动学上的矛盾，引起某一驱动车轮产生滑转或滑移。其结果不仅会使轮胎过早磨损，无益地消耗功率和燃料及使驱动车轮轴超载等，还会因为不能按所要求的瞬时中心转向而使操纵性变坏。此外，由于车轮与路面间尤其在转弯时有大的滑转或滑移，易使汽车在转向时失去抗侧滑的能力而使稳定性也变坏。为了消除由于左、右驱动车轮在运动学上的不协调而产生的这些弊病，汽车左右驱动轮之间都装有差速器，以保证汽车驱动桥两侧车轮在行程不等时能以相应的不同转速旋转，从而满足汽车行驶运动学的要求。

汽车差速器的结构型式很多，但用得最广泛的是对称式圆锥行星齿轮差速器。

一、对称式圆锥行星齿轮差速器的运动学和动力学及差速器的内摩擦

普通圆锥行星齿轮差速器的工作原理如图 4－6－193 所示，图中 ω_0 为主减速器从动齿轮的转速亦即差速器壳的转速；ω_1、ω_2 分别为左、右驱动车轮的转速亦即差速器的左、右半轴齿轮的转速。

当汽车在平坦路面上直线行驶时，左、右驱动车轮的转速 ω_1、ω_2 相等，且等于差速器壳的转速 ω_2，即

$$\omega_1 = \omega_2 = \omega_0$$

此时在差速器的行星齿轮与半轴齿轮之间不产生相对运动，即行星齿轮在行星齿轮轴的带动下，仅有绕半轴中心线的公转，而无自转运动。在图 4－6－193 中以 F 表示行星齿轮轴对行星齿轮的作用力，由于行星齿轮在公转过程中其轮齿推动左、右半轴齿轮的轮齿并使它们一起绕半轴中心线旋转，则左、右半轴齿轮给行星齿轮以 $F/2$ 的反作用力。对于对称式圆锥行星齿轮差速器来说，两半轴齿轮的节圆半径 r 相同，故传给左、右半轴的转矩亦相等，并均等于 $Fr/2$，因此，汽车在平坦路面上直线行驶时，传给左、右驱动车轮的转矩是相等的。

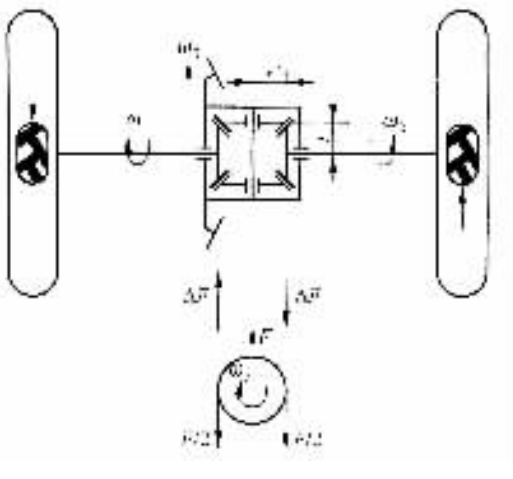


图 4－6－193 普通圆锥行星齿轮差速器的工作原理简图

当汽车转弯行驶时，假如在左、右驱动轮之间无差速器，或者差速器被完全锁住，则根据运动学的要求可知，行程长的外侧车轮将伴随有滑移，而行程短的内侧车轮将伴随有滑转。由此

导致在左、右驱动车轮的切线方向上各产生一附加阻力，且它们的作用方向相反，如图 4－6－193 所示。这时当左、右驱动车轮之间装有差速器时，则附加阻力所形成的力矩使差速器起差速作用，以免内、外侧驱动车轮在地面上产生滑移和滑转，保证它们以符合运动学要求的不同转速 ω_1、ω_2 正常转动。显然，当差速器工作时，若其中各零件相对运动的摩擦力大时，则将其扭动的力矩就大。在普通的对称式圆锥行星齿轮差速器中这种摩擦力很小，故左、右车轮所走的路程稍有差异，差速器便开始工作。

当差速器工作时，行星齿轮不仅有绕半轴齿轮中心的“公转”，而且还有绕行星齿轮轴的“自转”。如果行星齿轮的自转转速为 ω_3，且由其背面看去为顺时针方向（参见图 4－6－193），则外侧车轮及其半轴齿轮的转速将增高，且增高量为 $\omega_3 z_3/z_1$（z_3 为行星齿轮的齿数；z_1 为该侧半轴齿轮的齿数），这时，外侧半轴齿轮的转速为

$$\omega_1 = \omega_0 + \omega_3 \frac{z_3}{z_1}$$

在同一时间内，内侧车轮及其半轴齿轮（齿数为锄）的转速将降低，且降低量为 $\omega_3 z_3/z_2$，但由于是对称式圆锥行星齿轮差速器，两侧半轴齿轮的齿数 z_1、z_2 相等，于是内侧半轴齿轮的转速为

$$\omega_2 = \omega_0 - \omega_3 \frac{z_3}{z_1}$$

将以上两式相加得差速器工作时的转速关系为

$$\omega_1 + \omega_2 = 2\omega_0 \tag{4-6-95}$$

即两半轴齿轮的转速和（若无轮边减速时也是左、右驱动车轮的转速和）为差速器壳转速的 2 倍。

由式（4－6－95）知：

当 $\omega_2 = 0$ 时，$\omega_1 = 2\omega_0$；

当 $\omega_1 = 0$ 时，$\omega_2 = 2\omega_0$

即假如半轴齿轮或驱动车轮中有一个停止不动，则另一侧的转速将为差速器壳转速的 2 倍。此时，差速器即成为传动比为 2 的行星齿轮传动。

假如差速器壳不动，即 $\omega_0 = 0$，则 $\omega_1 = -\omega_2$。这时差速器则成为传动比为 1 的齿轮传动，使左、右半轴齿轮或左、右驱动车轮的转速相等而方向相反。这种情况有时发生在使用中央制动器进行紧急制动时，如果左、右驱动车轮与路面的附着系数不同，特别是在有较大差异的情况下，就会使左、右驱动车轮突然以不同的方向转动，导致汽车急转和甩尾。

汽车转弯时行星齿轮绕其轴转动，显然存在一个使其转动的力矩，设为 $2\Delta Fr'/(r'$ 为行星齿轮的节圆半径）。由图 4－6－193 可见，转弯时，在转得较慢一侧即内侧的半轴齿轮上，ΔF 与 $\frac{F}{2}$ 的方向相同，而在转得较快一侧即外侧的半轴齿轮上，ΔF 与 $\frac{F}{2}$ 的方向相反，故旋转较慢的半轴齿轮所传的转矩较大，而旋转较快的半轴齿轮所传的转矩较小，即

$$T_1 = \left(\frac{F}{2} - \Delta F\right) r \text{；} T_2 = \left(\frac{F}{2} + \Delta F\right) r$$

令　$Fr = T_0$；$\Delta Fr = \frac{T_f}{2}$，则有

$$T_1 = \frac{T_0}{2} - \frac{T_f}{2} = 0.5(T_0 - T_f) \tag{4-6-96}$$

$$T_2 = \frac{T_0}{2} + \frac{T_f}{2} = 0.5(T_0 + T_f) \tag{4-6-97}$$

$$T_1 + T_2 = T_0 \tag{4-6-98}$$

$$T_2 - T_1 = T_f \tag{4-6-99}$$

式中：T_1——旋转较快的半轴齿轮上的转矩；

T_2——旋转较慢的半轴齿轮上的转矩；

T_0——差速器壳上的转矩；

T_f——差速器元件在相对运动时所产生的且折合到半轴齿轮上的摩擦力矩。

由此可见，差速器的内摩擦改变了驱动桥的转矩分配，并使旋转较快一侧的半轴齿轮上的转矩减小，使旋转较慢一侧的半轴齿轮上的转矩增大，这有利于改善汽车的通过性。例如，当汽车一侧的驱动车轮由于附着力不够而开始滑转时，传给它的转矩就会减小，而传到另一侧不滑转的驱动车轮上的转矩却会相应地增大。结果在汽车的左、右驱动车轮上的总牵引力可能达到的最大数值为

$$F_{t\,max} = 2F_{\varphi min} + \frac{T_f}{r_r} \tag{3-6-100}$$

式中：$F_{t\,max}$——左、右驱动车轮总牵引力的最大值；

$F_{\varphi min}$——附着力较小的驱动车轮与地面的附着力；

r_r——车轮的滚动半径；

T_f——差速器的内摩擦力矩。

由此可见，由于差速器的内摩擦使汽车的总牵引力增大了 T_f/r_r。但一般结构的圆锥行星齿轮差速器的内摩擦力矩不大，所以在驱动车轮上的总牵引力的增加不大于它的 4% ~ 6%。为了提高汽车的通过性，常采用具有较大内摩擦力矩的高摩擦式差速器，这时在驱动车轮上的总牵引力可增加 10% ~ 15%。

二、差速器的锁紧系数与转矩分配系数

通常采用系数

$$K = \frac{T_2}{T_1} \tag{4-6-101}$$

表示两侧驱动车轮的转矩可能相差的最大倍数，因为它也说明了迫使差速器工作所需的转矩大小，即差速器‘锁紧’的程度，故被称为差速器的锁紧系数。因 $T_2 > T_1$，故锁紧系数 $K > 1$。

有的文献将差速器的锁紧系数定义为

$$K' = \frac{T_2 - T_1}{T_1 + T_2} = \frac{T_2 - T_1}{T_0} = \frac{T_f}{T_0} \tag{4-6-102}$$

这时，K'是一个小于 1 的数。

差速器的转矩分配特性可用转矩分配系数 ξ 来表示：

$$\xi = \frac{T_2}{T_0} \tag{4-6-103}$$

由于慢转一侧的半轴齿轮上的转矩 T_2 小于差速器壳上的转矩 T_0，故 $\xi < 1$。

系数 K 及 ξ 对汽车性能有直接影响。在汽车设计中是根据汽车的类型、性能要求及使用条件等来选择差速器的锁紧系数 K 的。在一般情况下从汽车的通过性要求来看，希望锁紧系数 K 的值愈大愈好；但从转向操纵的灵活性、行驶的稳定性、延长有关传动零件的使用寿命和

本电子书由 www.bookshare.com 免费下载

减小轮胎磨损等方面考虑，锁紧系数 K 的值又不宜过大。系数 K 与 ξ 主要决定于差速器的结构型式。

普通的圆锥行星齿轮式差速器的锁紧系数 $K=1.1\sim1.5$，转矩分配系数 $\xi=0.55\sim0.6$，故可近似地看成它是将转矩平均分配给左、右驱动车轮。这样的分配比例对在良好路面上行驶的汽车来说是适当的。但当汽车越野行驶或在泥泞、冰雪路上行驶，且一侧驱动车轮与地面的附着系数很小时，由式(4－6－100)可知，即使另一侧驱动车轮与路面有良好的附着性，其驱动转矩也不得不随着附着系数小的一侧同样地减小，使汽车无法发挥出附着良好驱动车轮的潜在牵引力，甚至有陷车而不能前进的危险。

当驱动桥装有高摩擦差速器时，由于高摩擦差速器具有大的 K 值和 ξ 值，能使与地面附着良好的驱动车轮比附着不良的驱动车轮有更大的驱动转矩，故通过性就会好些。

有时锁紧系数过大，例如当采用差速锁装置将左、右半轴联成一体时，会使锁紧系数 K 增至 ∞，这时，似乎全部转矩会传到一个半轴上而使其过载，但在一般情况下，其载荷不应超过该侧驱动车轮与地面的最大附着力。对高摩擦式自锁差速器来说更是如此，即它不会使半轴有明显过载。

装有高摩擦式自锁差速器的汽车，在转弯时由于两侧车轮的驱动力不等而产生一个阻碍汽车转向的阻力矩，其值等于两侧车轮的驱动力的差值与轮距乘积的一半。因而从改善汽车的转向操纵性来看，希望差速器的锁紧系数 K 及转矩分配系数 ξ 都要小，而差速器的效率 η_D 则要高。

在差速器的选型和设计中，若希望有大的锁紧系数 K 和大的转矩分配系数 ξ，以提高汽车的通过性；同时又希望改善汽车的转向操纵灵活性和行驶稳定性，提高有关传动零件及轮胎的寿命等，则它们之间的矛盾应根据汽车的类型及使用条件等予以综合考虑、解决。

三、差速器的效率与差速器的传动效率

差速器的效率 η_D 是指差速器壳不转时($\omega_0=0$)，一个半轴驱动另一个半轴时输出功率与输入功率之比，即

$$\eta_D=\frac{T_1\omega_1}{T_2\omega_2}$$

由于此时两半轴的转速相等，即 $\omega_1=\omega_2$，故有

$$\eta_D=\frac{T_1}{T_2}=\frac{1}{K} \tag{4-6-104}$$

即差速器的效率 η_D 为其锁紧系数的倒数。η_D 约为 0.1(某些蜗轮式差速器)～0.9(普通的圆锥行星齿轮差速器)。由上式可知，差速器的锁紧系数 K 与差速器的效率 η_D 成反比。差速器的内摩擦力矩愈大、其锁紧系数也就愈大，将使得差速器的效率珈愈低，则愈有利于两侧驱动车轮转矩的重新分配，愈有利于提高汽车的通过性。这里还应指出，差速器的效率低表明有大的内摩擦损失，但后者仅在左、右车轮有显著的转速差时才发生，在一般情况下这种转速差不大，因此差速器的摩擦损失功率也不显著。当左、右驱动车轮转速相等时，差速器的摩擦损失功率为零。汽车以最小转弯半径转向时，差速器的摩擦损失功率达最大值。

差速器的传动效率栅是指动力经差速器壳传给左、右半轴的效率，即

$$\eta_{DT}=\frac{T_1\omega_1+T_2\omega_2}{T_0\omega_0} \tag{4-6-105}$$

图 4－6－194 给出汽车转弯时后驱动桥的运动学简图。图中 ω_1 为外侧车轮的转速；ω_2 为内侧车轮的转速；ω_0 为差速器壳的转速；B 为轮距；R 为后驱动桥中间一点的转弯半径；$\Delta\omega$ 为驱动车轮或半轴与差速器壳的转速差。

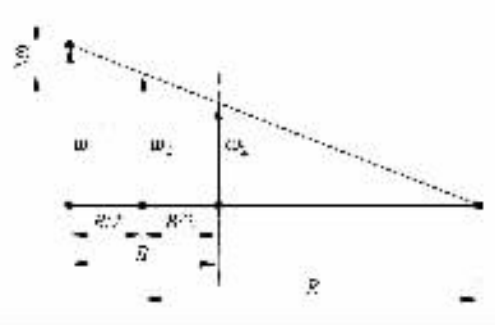


图 4－6－194 汽车转弯时后驱动桥的运动学简图

由图 4－6－194 可知：

$$\frac{\Delta\omega}{\frac{B}{2}}=\frac{\omega_0}{R}$$

由此得

$$\Delta\omega=\frac{B\omega_0}{2R}$$

而

$$T_1\omega_1=T_1(\omega_0+\Delta\omega)$$

$$T_2\omega_2=\frac{T_1}{\eta_D}\omega_2=\frac{T_1}{\eta_D}(\omega_0-\Delta\omega)$$

$$T_0\omega_0=(T_1+T_2)\omega_0=\left(T_1+\frac{T_1}{\eta_D}\right)\omega_0=T_1\omega_0=\left(1+\frac{1}{\eta_D}\right)$$

将它们代入式(4－6－105)，得

$$\eta_{DT}=\frac{T_1\omega_1+T_2\omega_2}{T_0\omega_0}=\frac{T_1(\omega_0+\Delta\omega)+\frac{T_1}{\eta_D}(\omega_0-\Delta\omega)}{T_1\omega_0\left(1+\frac{1}{\eta_D}\right)}$$

$$=1+\frac{\Delta\omega(\eta_D-1)}{\omega_0(\eta_D+1)}=1+\frac{\frac{B\omega_0}{2R}(\eta_D-1)}{\omega_0(\eta_D+1)}$$

整理后得差速器的传动效率的表达式为

$$\eta_{DT}=1-\frac{B}{2R}\cdot\frac{1-\eta_D}{1+\eta_D} \tag{4－6－106}$$

由式(4－6－106)可知，差速器的传动效率衙区别于差速器的效率珈，后者仅与差速器的结构有关，而前者还与汽车后驱动桥中间点的转弯半径 R 及轮距 B 有关，并随 R 的变化而改变。分析式(4－6－106)可以看出，即使差速器的效率 η_D 很低，差速器的传动效率衙仍然会得到较高的数值(见图 4－6－195)。这就是为什么有些高摩擦式自锁差速器的效率 η_D 虽然很低，但仍然被采用的原因。

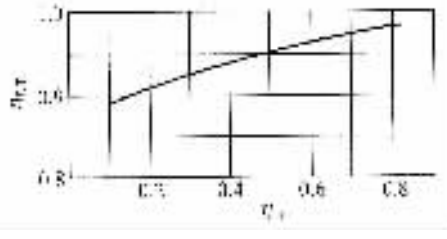


图 4－6－195 差速器传动效率 η_{DT} 随差速器效率 η_D 的变化情况

(当 $\frac{B}{2R}=0.14$ 时)

四、差速器的结构型式选择

在驱动桥的设计中选择差速器的结构型式时，应当首先从所设计的汽车类型及其使用条件出发，使所选用的那种结构型式的差速器，能够满足该型汽车在给定使用条件下的使用性能要求。

差速器的结构型式有多种，其主要的结构型式如图 4－6－196 所示。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

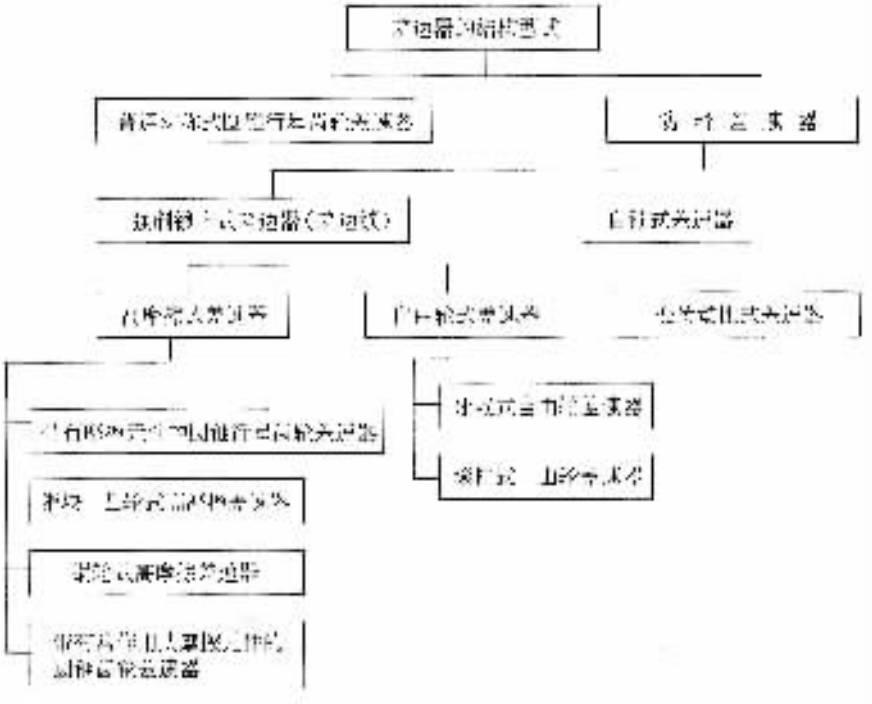


图 4－6－196　差速器结构型式框图

大多数汽车都属于公路运输车，对于在公路上行驶的汽车来说，由于路面较好，各驱动车轮与路面的附着系数几乎没有差别，且附着较好，因此几乎都采用了结构简单、工作平稳、制造方便、用于公路汽车也很可靠的普通对称式圆锥行星齿轮差速器，作为安装在左、右驱动车轮之间的所谓轮间差速器使用；对于经常行驶在泥泞、松软土路或无路地区的越野汽车来说，为了防止因某一侧驱动车轮滑转而陷车，则可采用防滑差速器。后者又有强制锁止式和自锁式两类。自锁式差速器如图 4－6－196 所示，又有多种结构型式，如高摩擦式的、自由轮式的以及变传动比式的，这些差速器的详细结构情况请见本章以下各节。

五、对称式圆锥行星齿轮差速器

对称式圆锥行星齿轮差速器在汽车上得到了广泛应用。

（一）对称式圆锥行星齿轮差速器的结构

如图 4－6－197 所示，普通的对称式圆锥行星齿轮差速器由差速器左、右壳，2 个半轴齿轮，4 个行星齿轮（小型、微型汽车多采用 2 个行星齿轮，有少数汽车采用 3 个行星齿轮，，行星齿轮轴（不少装有 4 个行星齿轮的差速器采用十字轴结构），半轴齿轮垫片及行星齿轮垫片等组成。由于其具有结构简单、工作平稳、制造方便、用于公路汽车上也很可靠等优点，故广泛用在轿车、客车和各种公路用的载货汽车上，甚至有些越野汽车也采用了这种结构，只是用于越野汽车时需要采取防滑措施。为了提高通过冰雪、泥泞及松软地面的能力，越野汽车在采用对称式圆锥行星齿轮差速器时，常加进摩擦元件以增强差速器的内摩擦，增大其锁紧系数值，或加装可操纵的、能强制锁住差速器的装置——差速锁。

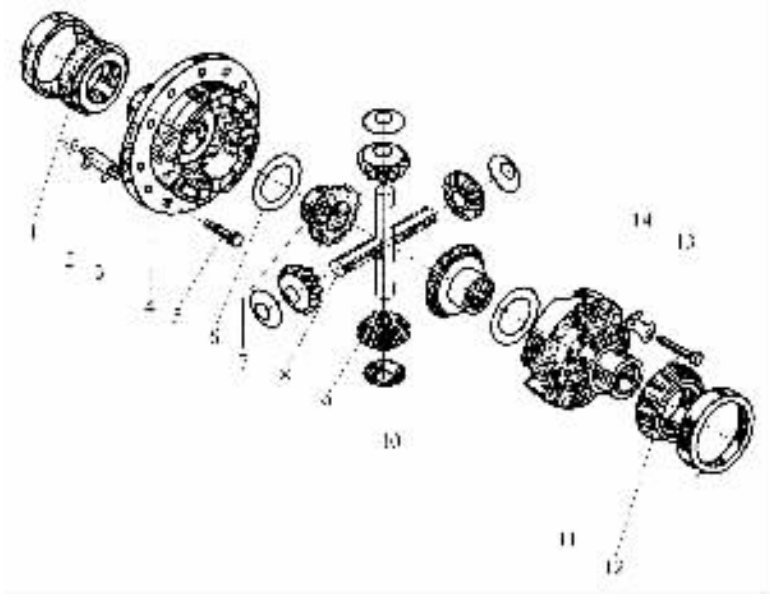


图 4－6－197 普通的对称式圆锥行星齿轮差速器

1,12－轴承；2－螺母；3,14－锁止垫片；4－差速器左壳；5,13－螺栓；6－半轴齿轮垫片；7－半轴齿轮；8－行星齿轮轴；9－行星齿轮；10－行星齿轮垫片；11－差速器右壳

(二)对称式圆锥行星齿轮差速器的设计

由于在差速器壳上装着主减速器从动齿轮，所以在确定主减速器从动齿轮尺寸时，应考虑差速器的安装。差速器壳的轮廓尺寸也受到主减速器从动齿轮轴承支座及主动齿轮导向轴承支座的限制。

1. 差速器齿轮的基本参数选择

(1)行星齿轮数目的选择

轿车常用 2 个行星齿轮，载货汽车和越野汽车多用 4 个行星齿轮，少数汽车采用 3 个行星齿轮。

(2)行星齿轮球面半径 R_B 的确定

圆锥行星齿轮差速器的结构尺寸，通常取决于行星齿轮背面的球面半径 R_B，它就是行星齿轮的安装尺寸，实际上也代表了差速器圆锥齿轮的节锥距，因此在一定程度上也表征了差速器的强度。

球面半径 R_B 可按如下的经验公式确定：

$$R_B = K_B \sqrt[3]{T_j} \quad \text{mm} \tag{4-6-107}$$

式中：K_B——行星齿轮球面半径系数，$K_B = 252 \sim 299$，对于有 4 个行星齿轮的轿车和公路载货汽车取小值；对于有 2 个行星齿轮的轿车以及所有的越野汽车和矿用汽车取大值；

T_i——计算转矩，取式(4－6－12)、式(4－6－13)计算值的较小者，N·m。

差速器行星齿轮球面半径 R_B 确定以后，可根据下式预选其节锥距：

$$A_0 = (0.98 \sim 0.99) R_B \quad \text{mm} \tag{4-6-108}$$

(3)行星齿轮与半轴齿轮齿数的选择

为了获得较大的模数从而使齿轮有较高的强度，应使行星齿轮的齿数尽量少，但一般不应

少于 10。半轴齿轮的齿数采用 14～25。大多数汽车的半轴齿轮与行星齿轮的齿数比在 15～2 的范围内。

差速器的各个行星齿轮与 2 个半轴齿轮是同时啮合的，因此在确定这两种齿轮的齿数时，应考虑它们之间的装配关系。在任何圆锥行星齿轮式差速器中，左、右两半轴齿轮的齿数 z_{2L}、z_{2R}之和，必须能被行星齿轮的数目所整除，以便行星齿轮能均匀地分布于半轴齿轮的轴线周围，否则差速器将无法安装。即应满足的安装条件为

$$\frac{z_{2L}+z_{2R}}{n}=I \tag{4-6-109}$$

式中：z_{2L}，z_{2R}——左、右半轴齿轮的齿数，对于对称式圆锥行星齿轮差速器来说，$z_{2L}=z_{2R}$；

n——行星齿轮数目；

I——任意整数。

(4)差速器圆锥齿轮模数及半轴齿轮节圆直径的初步确定

首先初步求出行星齿轮与半轴齿轮的节锥角 γ_1、γ_2；

$$\gamma_1=\arctan\frac{z_1}{z_2}；\quad \gamma_2=\arctan\frac{z_2}{z_1}$$

式中：z_1，z_2——分别为行星齿轮和半轴齿轮齿数。

再按下式初步求出圆锥齿轮的大端端面模数 m：

$$m=\frac{2A_0}{z_1}\sin\gamma_1=\frac{2A_0}{z_2}\sin\gamma_2$$

式中：A_0，z_1，z_2 已在前面初步确定。

求出模数 m 后，节圆直径 d 即可根据齿数 z 及模数 m 由下式求得：

$$d=mz \tag{4-6-110}$$

(5)压力角 α

汽车差速器齿轮过去都选用 20°压力角，这时齿高系数为 1，而最少齿数为 13。目前大都选用 22°30′的压力角，齿高系数为 0.8，最少齿数可减少到 10，并且在小齿轮(行星齿轮)齿顶不变尖的条件下，还可由切向修正加大半轴齿轮的齿厚，从而使行星齿轮与半轴齿轮趋于等强度。由于这种齿形的最少齿数比压力角为 20°的少，故可用较大的模数以提高轮齿的强度。某些重型汽车和矿用汽车的差速器也可采用 25°压力角。

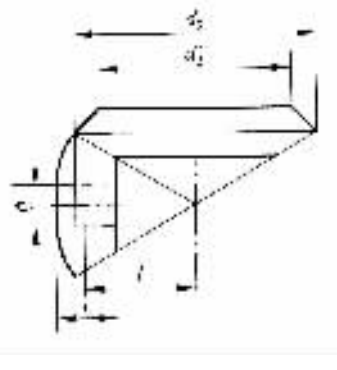


图 4-6-198　差速器行星齿轮安装孔的直径 ϕ 及其深度 L

(6)行星齿轮安装孔的直径 ϕ 及其深度 L

行星齿轮安装孔的直径 ϕ 与行星齿轮轴的名义直径相同，而行星齿轮安装孔的深度 L 就是行星齿轮在其轴上的支承长度。通常取

$$L=1.1\phi$$

$$L\phi=1.1\phi^2=\frac{T_0\times10^3}{[\sigma_c]\times nl}$$

$$\phi=\sqrt{\frac{T_0\times10^3}{1.1[\sigma_c]nl}}\quad \text{mm} \tag{4-6-111}$$

式中：T_0——差速器传递的转矩，N·m；

n——行星齿轮数目；

l——如图 4－6－198 所示，为行星齿轮支承面中点至锥顶的距离，mm；$l \approx 0.5d'_2$，d'_2 为半轴齿轮齿面宽中点处的直径，而 $d'_2 \approx 0.8d_2$；

$[\sigma_c]$——支承面的许用挤压应力，取为 69MPa。

2. 差速器齿轮的几何尺寸计算与强度计算

表 4－6－43 为汽车差速器用直齿锥齿轮的几何尺寸计算步骤。表中计算用的切向修正系数（弧齿厚系数 τ 见图 4－6－199 和图 4－6－200。

表 4－6－43 汽车差速器直齿锥齿轮的几何尺寸计算用表

长度单位：mm

序号	项目	计算公式	序号	项目	计算公式
(1)	行星齿轮齿数	$z_1 \geqslant 10$，应尽量取小值	(10)	节锥角	$\gamma_1 = \arctan \frac{z_1}{z_2}$； $\gamma_2 = \arctan \frac{z_2}{z_1}$ 或 $\gamma_2 = 90° - \gamma_1$
(2)	半轴齿轮齿数	$z_2 = 14 \sim 25$，且需满足式（4－6－108）	(11)	节锥距	$A_0 = \frac{d_1}{2\sin\gamma_1} = \frac{d_2}{2\sin\gamma_2}$
(3)	模数	m	(12)	周节	$t = 31416\text{m}$
(4)	齿面宽	$F = (0.25 \sim 0.30)A_0$；$F \leqslant 10\text{m}$	(13)	齿顶高	$h'_1 = h_g - h'_2$； $h'_2 = \left[0.430 + \frac{0.370}{\left(\frac{z_2}{z_1}\right)^2}\right]m$
(5)	齿工作高	$h_g = 16m$	(14)	齿根高	$h''_1 = 1788m - h'_1$；$h''_2 = 1.788m - h'_2$
(6)	齿全高	$h = 1788m + 0.051$	(15)	径向间隙	$c = h - h_g - 0.188m + 0.051$
(7)	压力角	一般汽车：$\alpha = 22°30'$ 某些重型汽车：$\alpha = 25°$	(16)	齿根角	$\delta_1 = \arctan \frac{h''_1}{A_0}$；$\delta_2 = \arctan \frac{h''_2}{A_0}$
(8)	轴交角	$\sum = 90°$	(17)	面锥角	$\gamma_{R1} = \gamma_1 - \delta_1$；$\gamma_{R2} = \gamma_2 - \delta_2$
(9)	节圆直径	$d_1 = mz_1$；$d_2 = mz_2$	(18)	根锥角	$\gamma_{R1} = \gamma_1 - \delta_1$；$\gamma_{R2} = \gamma_2 - \delta_2$
(19)	外圆直径	$d_{01} = d_1 + 2h'_1\cos\gamma_1$； $d_{02} = d_2 + 2h'_2\cos\gamma_2$	(22)	齿侧间隙	B（见表 4－6－19）采用高精度一栏的数值
(20)	至齿轮外节锥顶点缘距离	$\chi_{01} = \frac{d_2}{2} - h'_1\sin\gamma_1$； $\chi_{02} = \frac{d_1}{2} - h'_2\sin\gamma_2$	(23)	弦齿厚	$S_{\chi 1} = S_1 - \frac{S_1^3}{6d_1^2} - \frac{B}{2}$； $S_{\chi 2} = S_2 - \frac{S_2^3}{6d_2^2} - \frac{B}{2}$
(21)	理论弧齿厚	$s_1 = t - S_2$； $S_2 = \frac{t}{2} - (h'1 - h'_2)\tan\alpha - \tau m$	(24)	弦齿高	$h_{\chi 1} = h'_1 + \frac{S_1^2\cos\gamma_1}{4d_1}$； $h_{\chi 2} = h'_2 + \frac{S_2^2\cos\gamma_2}{4d_2}$；

注 实际齿根高将比上表计算值大 0.051mm。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

差速器齿轮主要进行弯曲强度计算，而对于疲劳寿命则不予考虑，这是因为行星齿轮在差速器的工作中经常只起等臂推力杆的作用，只有左、右驱动车轮有转速差时行星齿轮和半轴齿轮之间才有相对滚动。

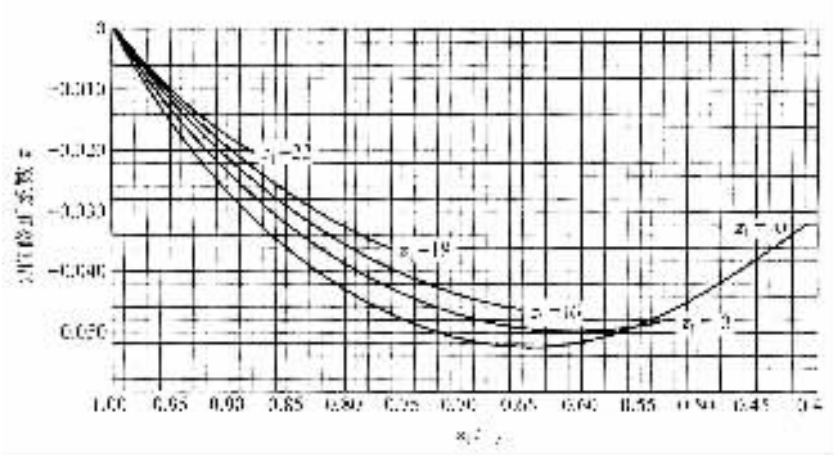


图 4－6－199　汽车差速器直齿锥齿轮切向修正系数（弧齿厚系数）τ（用于压力角 $\alpha = 22°30'$、滚切加工的齿轮）

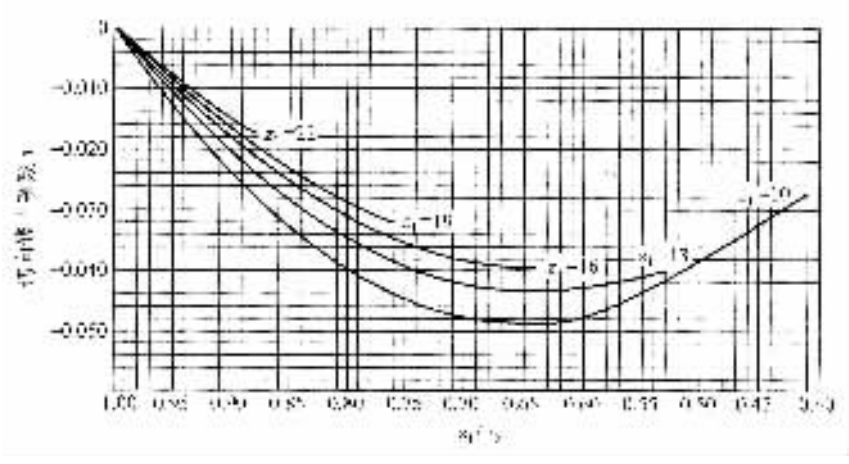


图 4－6－200　汽车差速器直齿锥齿轮切向修正系数（弧齿厚系数）τ（用于压力角 $\alpha = 25°$、滚切加工的齿轮）

汽车差速器齿轮的弯曲应力为

$$\sigma_w = \frac{2 \times 10^3 T K_0 K_a K_m}{K_v F z_2 m^2 J} \quad \text{MPa} \tag{4-6-112}$$

式中：T——差速器一个行星齿轮给予一个半轴齿轮的转矩，N·m；其计算式为

$$T = \frac{T_j \times 0.6}{n}$$

式中：T_j——计算转矩，按 T_{je}、$T_{j\varphi}$ 两者中的较小者和 T_{jm} 计算，N·m；

n——差速器行星齿轮数目；

z_2——半轴齿轮齿数；

K_0，K_v，K_s，K_m，F，m——见式(4－6－46)下的说明；

J——计算汽车差速器齿轮弯曲应力用的综合系数，见图4－6－201～图4－6－203。

按式(3－5－112)并以 T_m 计算所得的汽车差速器齿轮轮齿的弯曲应力 σ_w，不应大于2109MPa；按 T_{je}、$T_{j\varphi}$ 两种计算转矩中的较小值进行计算时，弯曲应力 σ_w 不应大于980MPa。

上述汽车差速器直齿锥齿轮的设计计算方法，适用于在直齿锥齿轮刨齿机上用成对刨刀滚切加工(切出非腰鼓形轮齿)，或在直齿锥齿轮铣齿机上用成对圆盘铣刀滚切加工(切出腰鼓形轮齿)的汽车差速器齿轮。在现代汽车大批量生产中，有时还采用生产效率更高、用弧刃圆盘拉刀加工、齿形接近于圆弧的Revacycle锥齿轮。图4－6－204给出了这种圆拉法加工的弧廓直齿锥齿轮的齿形特征。由该图可见，这种齿轮在齿高方向的收缩齿型属双重收缩齿；而轮齿两侧的齿廓曲线为用同一曲率半径但不同心的弧刃圆盘拉刀回转拉削时所形成的近似圆弧。这种齿轮亦具有腰鼓形轮齿，且具有齿数少(如 $z_1=5\sim11$)而无根切、齿顶不会变尖和齿根强度较高等优点。但刀具较复杂，齿轮模数也不能过大(一般 $m<635$)，故仅用于大批量生产的中等模数的汽车、拖拉机差速器锥齿轮。美国格里森公司制订了一套具有5种系列、7种齿数比的直齿锥齿轮尺寸，如图4－6－205所示，并与16对(10对16in，5对21.4in和1对21.1in)圆盘拉刀配套。

表4－6－44～表4－6－48给出了35种Revacycle弧廓直齿锥齿轮的标准尺寸供选择。选择时应以差速器壳上所受的最大转矩(即主减速器从动齿轮上的转矩)为依据(见表4－6－49)，以使差速器齿轮的齿根弯曲应力不超过其许用值。

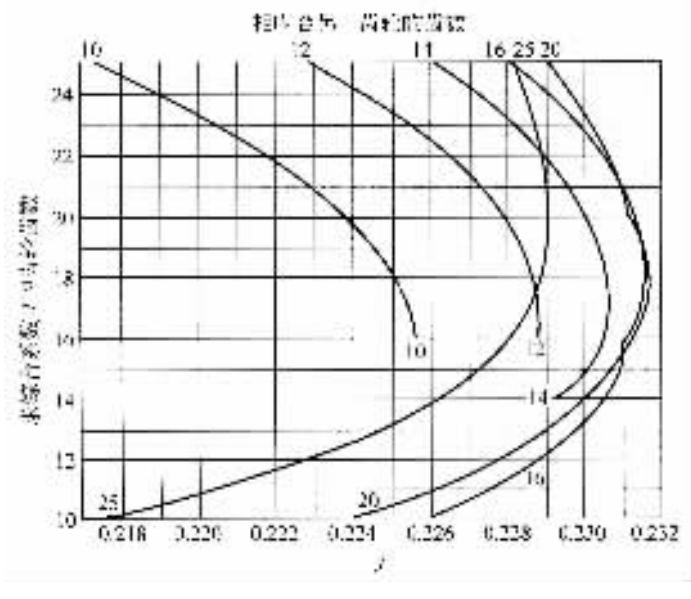


图4－6－201 弯曲计算用综合系数，(用于压力角为22°30′、在刨齿机上滚切加工的汽车差速器用直齿锥齿轮(齿面宽 $F\leqslant A_0/3$，刀尖圆角半径为 $0.24m$，当刀尖圆角半径为 $0.12m$ 时，J 应乘以0.89))

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

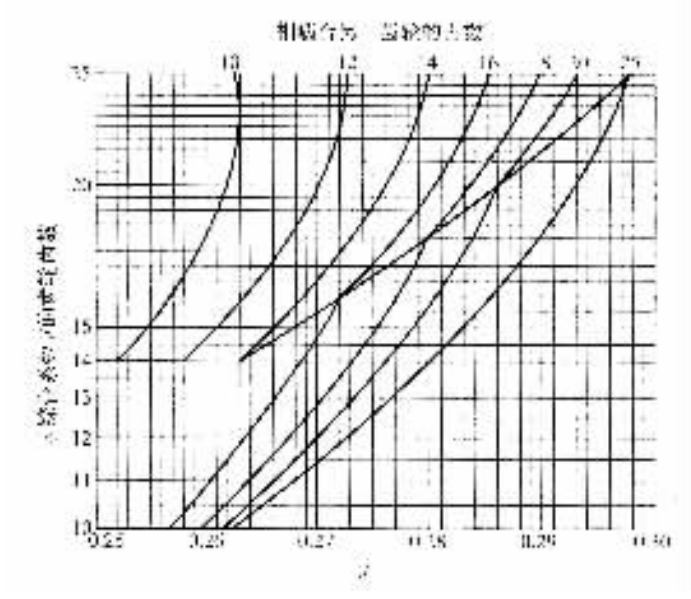


图 4－6－202　弯曲计算用综合系数 J（用于压力角为 22°30′、齿面为局部接触的汽车差速器用直齿锥齿轮（刀尖圆角半径为 $0.24m$，齿面宽 $F \leqslant A_0/3$；当刀尖圆角半径为 $0.12m$ 时，由图求得的 J 值应再乘以 0.89））

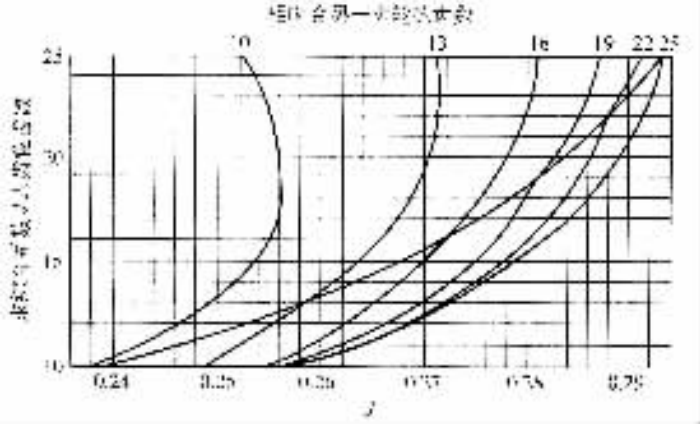


图 4－6－203　弯曲计算用综合系数 J（用于压力角为 25°、齿面为局部接触的汽车差速器用直齿锥齿轮（刀尖圆角为标准值 $0.12m$））

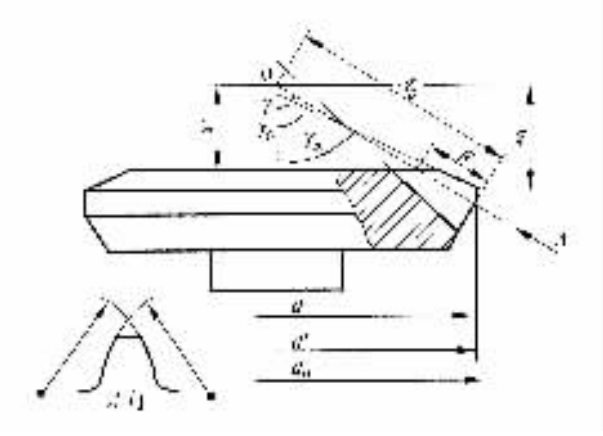


图 4－6－204 Revacycle 弧廓直齿锥齿轮

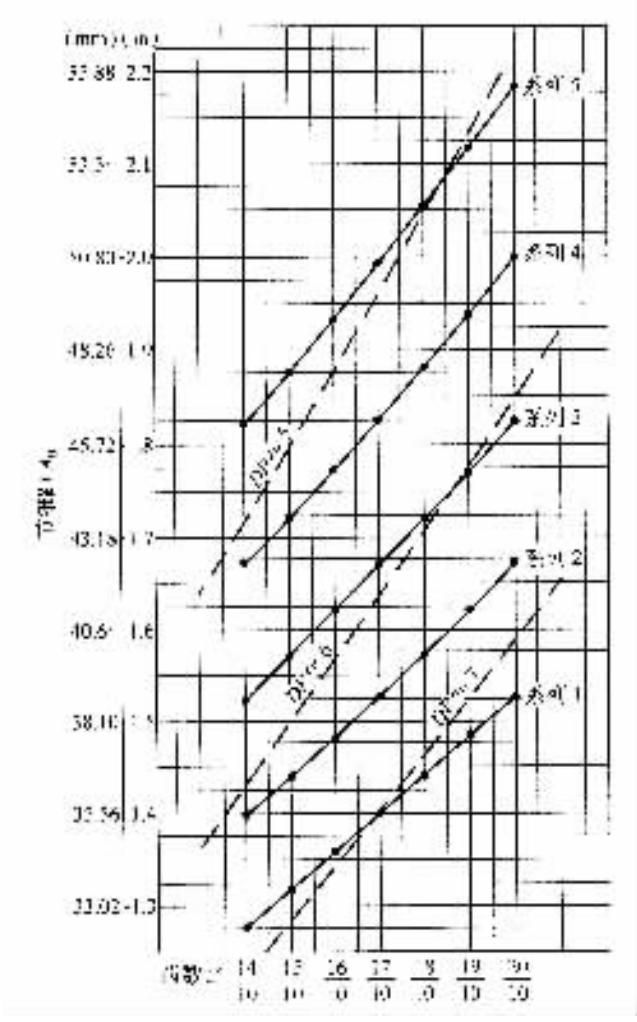


图 4－6－205 Revacycle 弧廓直齿锥齿轮的系列分布

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

表 4－6－44　Revacycle 弧廓直齿锥齿轮的标准尺寸　系列 1

长度单位：in

齿数 z	10	14	10	15	10	16	10	17	10	18	10	19	10	20
节锥距 A_0	1.280		1.319		1.361		1.402		1.445		1.489		1.533	
齿面宽 F(最大)	0.426		0.439		0.453		0.467		0.481		0.496		0.510	
径节(DP)	6.721		6.834		6.932		7.034		7.125		7.210		7.293	
节圆直径 d	1.488	2.083	1.463	2.195	1.443	2.308	1.422	2.417	1.404	2.526	1.387	2.635	1.371	2.742
节锥角 γ	35°32′	54°28′	33°41′	56°19′	32°0′	58°0′	30°28′	59°32′	29°3′	60°57′	27°46′	62°14′	26°34′	63°26′
面锥角 γ_0	48°29′	61°40′	45°55′	63°22′	43°33′	64°55′	41°24′	66°18′	39°25′	67°35′	37°35′	68°43′	35°55′	69°46′
根锥角 γ_R	28°20′	41°31′	26°38′	44°5′	25°5′	46°27′	23°42′	48°36′	22°25′	50°35′	21°17′	52°25′	20°14′	54°5′
齿顶高 h'	0.171	0.108	0.164	0.108	0.157	0.108	0.152	0.108	0.146	0.108	0.142	0.108	0.137	0.108
齿根高 h''	0.138	0.201	0.138	0.194	0.138	0.187	0.138	0.182	0.138	0.176	0.138	0.172	0.138	0.167
理论外径 d_0	1.767	2.209	1.737	2.316	1.709	2.422	1.683	2.526	1.659	2.630	1.638	2.735	1.617	2.840
最大外径 d'	1.627	2.027	1.622	2.157	1.616	2.289	1.608	2.421	1.600	2.553	1.594	2.684	1.587	2.816
节锥顶点至齿轮外缘距离 χ_0	0.942	0.656	1.007	0.642	1.070	0.629	1.131	0.618	1.192	0.608	1.252	0.597	1.310	0.589
节锥顶点至齿轮前缘距离 χ'	0.672	0.480	0.720	0.480	0.769	0.480	0.817	0.480	0.866	0.481	0.916	0.482	0.965	0.483

①压力角约为 22°30′；

②大、小齿轮前缘面与齿轮轴线垂直。它与节锥顶点的距离 x'(见图 4－6－204)决定了齿面宽的尺寸 F；$F \leqslant \frac{1}{3} A_0$；

③理论外径 d_0 与节锥顶点至齿轮外缘距离 X_0 均为理论值，实际上用平行于齿轮轴线的刀刃将外缘倒角后得到最大外径 d'。

表 4－6－45　Revacycle 弧廓直齿锥齿轮的标准尺寸　系列 2

长度单位：in

齿数 z	10	14	10	15	10	16	10	17	10	18	10	19	10	20
节锥距 A_0	1.399		1.442		1.487		1.532		1.575		1.627		1.676	
齿面宽 F(最大)	0.466		0.480		0.495		0.510		0.526		0.542		0.558	
径节(DP)	6.149		6.251		6.344		6.437		6.520		6.598		6.671	
节圆直径 d	1.626	2.277	1.600	2.400	1.576	2.522	1.554	2.641	1.534	2.761	1.516	2.880	1.499	2.998
节锥角 γ	35°32′	54°28′	33°41′	56°19′	32°0′	58°0′	30°28′	59°32′	29°3′	60°57′	27°46′	62°14′	26°34′	63°26′
面锥角 γ_0	48°29′	61°40′	45°55′	63°22′	43°33′	64°55′	41°24′	66°18′	39°25′	67°35′	37°35′	68°43′	35°55′	69°46′
根锥角 γ_R	28°20′	41°31′	26°38′	44°5′	25°5′	46°27′	23°42′	48°36′	22°25′	50°35′	21°17′	52°25′	20°14′	54°5′
齿顶高 h'	0.187	0.118	0.179	0.118	0.166	0.118	0.160	0.118	0.155	0.118	0.155	0.118	0.150	0.118
齿根高 h''	0.151	0.220	0.151	0.212	0.151	0.205	0.151	0.205	0.151	0.199	0.151	0.193	0.151	0.183
理论外径 d_0	1.931	2.414	1.898	2.531	1.868	2.647	1.840	2.761	1.813	2.875	1.790	2.989	1.767	3.104
最大外径 d'	1.778	2.215	1.773	2.358	1.766	2.502	1.758	2.646	1.749	2.790	1.742	2.934	1.735	3.078
节锥顶点至齿轮外缘距离 χ_0	1.030	0.717	1.101	0.702	1.170	0.688	1.236	0.675	1.303	0.664	1.368	0.653	1.432	0.644
节锥顶点至齿轮前缘距离 χ'	0.735	0.525	0.787	0.525	0.840	0.525	0.893	0.525	0.947	0.526	1.001	0.527	1.055	0.528

注：见表 4－6－44 下的注释

表 4－6－46 Revacycle 弧廓直齿锥齿轮的标准尺寸 系列 3

长度单位：in

齿数 z	10	14	10	15	10	16	10	17	10	18	10	19	10	20
节锥距 A_0	1.529		1.575		1.625		1.674		1.725		1.777		1.832	
齿面宽 F(最大)	0.509		0.524		0.541		0.557		0.574		0.592		0.610	
径节(DP)	5.626		5.723		5.806		5.891		5.968		6.041		6.103	
节圆直径 d	1.777	2.488	1.747	2.621	1.722	2.756	1.698	2.886	1.676	3.016	1.655	3.145	1.639	3.277
节锥角 γ	35°32′	54°28′	33°41′	56°19′	32°0′	58°0′	30°28′	59°32′	29°3′	60°57′	27°46′	62°14′	26°34′	63°26′
面锥角 γ_0	48°29′	61°40′	45°55′	63°22′	43°33′	64°55′	41°24′	66°18′	39°25′	67°35′	37°35′	68°43′	35°55′	69°46′
根锥角 γ_R	28°20′	41°31′	26°38′	44°5′	25°5′	46°27′	23°42′	48°36′	22°25′	50°35′	21°17′	52°25′	20°14′	54°5′
齿顶高 h'	0.204	0.129	0.196	0.129	0.188	0.129	0.181	0.129	0.174	0.129	0.174	0.129	0.169	0.129
齿根高 h''	0.165	0.240	0.165	0.232	0.165	0.224	0.165	0.224	0.165	0.217	0.165	0.210	0.165	0.200
理论外径 d_0	2.109	2.637	2.074	2.765	2.041	2.892	2.011	3.016	1.981	3.141	1.956	3.266	1.931	3.391
最大外径 d'	1.943	2.420	1.937	2.576	1.929	2.733	1.921	2.891	1.911	3.048	1.904	3.205	1.895	3.363
节锥顶点至齿轮外缘距离 χ_0	1.125	0.784	1.202	0.767	1.278	0.752	1.350	0.737	1.423	0.725	1.494	0.714	1.564	0.703
节锥顶点至齿轮前缘距离 χ'	0.803	0.574	0.860	0.574	0.917	0.574	0.967	0.574	1.035	0.574	1.094	0.575	1.153	0.577

注：见表 4－6－44 下的注释

表 4－6－47 Revacycle 弧廓直齿锥齿轮的标准尺寸 系列 1

长度单位：in

齿数 z	10	14	10	15	10	16	10	17	10	18	10	19	10	20
节锥距 A_0	1.671		1.722		1.776		1.830		1.886		1.943		2.002	
齿面宽 F(最大)	0.556		0.573		0.591		0.609		0.628		0.647		0.667	
径节(DP)	5.148		5.234		5.311		5.389		5.459		5.524		5.585	
节圆直径 d	1.942	2.720	1.911	2.866	1.883	3.013	1.856	3.154	1.832	3.297	1.810	3.440	1.791	3.581
节锥角 γ	35°32′	54°28′	33°41′	56°19′	32°0′	58°0′	30°28′	59°32′	29°3′	60°57′	27°46′	62°14′	26°34′	63°26′
面锥角 γ_0	48°29′	61°40′	45°55′	63°22′	43°33′	64°55′	41°24′	66°18′	39°25′	67°35′	37°35′	68°43′	35°55′	69°46′
根锥角 γ_R	28°20′	41°31′	26°38′	44°5′	25°5′	46°27′	23°42′	48°36′	22°25′	50°35′	21°17′	52°25′	20°14′	54°5′
齿顶高 h'	0.223	0.141	0.214	0.141	0.205	0.141	0.198	0.141	0.191	0.141	0.191	0.141	0.191	0.141
齿根高 h''	0.180	0.262	0.180	0.253	0.180	0.244	0.180	0.237	0.180	0.237	0.180	0.230	0.180	0.218
理论外径 d_0	2.306	2.883	2.267	3.023	2.231	3.162	2.198	3.297	2.166	3.434	2.138	3.570	2.111	3.707
最大外径 d'	2.124	2.646	2.118	2.816	2.109	2.988	2.100	3.160	2.100	3.160	2.089	3.332	1.081	3.504
节锥顶点至齿轮外缘距离 χ_0	1.230	0.857	1.314	0.838	1.397	0.822	1.476	0.806	1.566	0.793	1.633	0.780	1.710	0.769
节锥顶点至齿轮前缘距离 χ'	0.878	0.627	0.940	0.627	1.003	0.627	1.067	0.627	1.131	0.628	1.196	0.629	1.260	0.631

注：见表 4－6－44 下的注释

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

表 4－6－48　Revacycle 弧廓直齿锥齿轮的标准尺寸　系列 5

长度单位：in

齿数 z	10	14	10	15	10	16	10	17	10	18	10	19	10	20
节锥距 A_0	1.827		1.883		1.942		2.001		2.062		2.152		2.189	
齿面宽 F(最大)	0.608		0.627		0.647		0.666		0.687		0.708		0.729	
径节(DP)	4.709		4.787		4.858		4.928		4.993		5.052		5.108	
节圆直径 d	2.124	2.973	2.089	3.133	2.058	3.294	2.029	3.450	2.003	3.605	1.979	3.761	1.958	3.915
节锥角 γ	35°32′	54°28′	33°41′	56°19′	32°0′	58°0′	30°28′	59°32′	29°3′	60°57′	27°46′	62°14′	26°34′	63°26′
面锥角 γ_0	48°29′	61°40′	45°55′	63°22′	43°33′	64°55′	41°24′	66°18′	39°25′	67°35′	37°35′	68°43′	35°55′	69°46′
根锥角 γ_R	28°20′	41°31′	26°38′	44°5′	25°5′	46°27′	23°42′	48°36′	22°25′	50°35′	21°17′	52°25′	20°14′	54°5′
齿顶高 h'	0.244	0.154	0.234	0.154	0.225	0.154	0.217	0.154	0.209	0.154	0.202	0.154	0.196	0.154
齿根高 h''	0.197	0.287	0.197	0.277	0.197	0.268	0.197	0.260	0.197	0.252	0.197	0.245	0.197	0.239
理论外径 d_0	2.522	3.153	2.479	3.305	2.439	3.457	2.403	3.606	2.368	3.755	2.338	3.903	2.308	4.054
最大外径 d'	2.322	2.893	2.315	3.079	2.306	3.267	2.296	3.455	2.284	3.644	2.275	2.832	2.266	4.020
节锥顶点至齿轮外缘距离 χ_0	1.354	0.936	1.438	0.917	1.528	0.898	1.614	0.882	1.702	0.867	1.787	0.853	1.870	0.841
节锥顶点至齿轮前缘距离 χ'	0.960	0.686	1.028	0.686	1.097	0.686	1.166	0.686	1.237	0.687	1.307	0.688	1.378	0.690

注：见表 4－6－44 下的注释

表 4－6－49　按差速器传递的最大转矩选择 Revacycle 弧廓直齿锥齿轮用表

转矩 / 行星齿轮系列 / 齿数	差速器所传递的最大转矩/N·m									
	系列 1		系列 2		系列 3		系列 4		系列 5	
	2	4	2	4	2	4	2	4	2	4
10×14	1433.93	2867.85	1795.23	3590.46	2292.02	4584.05	2935.60	5871.20	3737.24	7474.48
10×15	1592.00	3183.99	1987.17	3974.35	2540.42	5080.84	3251.74	6503.48	4143.71	8287.42
10×16	1738.78	3477.55	2179.12	4358.23	2777.53	5555.06	3556.59	7113.18	4538.89	9077.77
10×17	1885.56	3771.11	2359.77	4719.54	3003.34	6006.69	3850.15	7700.30	4922.77	9845.54
10×18	2021.05	4042.09	2540.42	5080.84	3229.16	6458.32	4143.71	8287.42	5295.37	10590.73
10×19	2167.83	4335.65	2721.07	5442.15	3477.55	6955.11	4437.27	8874.54	5667.96	11335.93
10×20	2269.44	4538.89	2879.14	5758.29	3703.37	7406.74	4719.54	9439.08	6040.56	12081.12

六、强制锁止式防滑差速器

对于经常行驶在泥泞、松软土路或无路地区的越野汽车来说，充分利用牵引力的最简单的方法之一就是在普通的圆锥行星齿轮差速器上加装差速锁，必要时可将差速器锁住。此时左、右驱动车轮可以传递由附着力决定的全部转矩。

图 4－6－206 所示为一种啮合套式强制锁止式防滑差速器。其啮合套与半轴经花键联接并可由拨叉推动作轴向移动。需要锁住差速器时，可用拨叉推动啮合套，使其右端面上的接合齿与差速器左壳左端面上的接合齿相咬合，使一根半轴与差速器壳联成一体，差速器即锁住。

图 4－6－207 为瑞典斯堪尼亚 LT110 型汽车的强制锁止式差速器，其差速锁与图 4－6－206 中的类似。

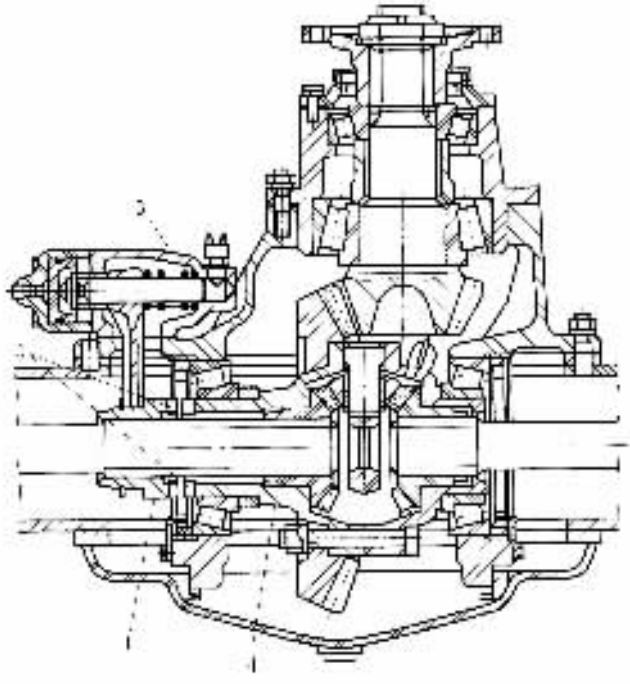


图 4－6－206 啮合套式强制锁止式差速器

1－啮合套；2－接合齿；3－操纵机构；4－差速器左壳

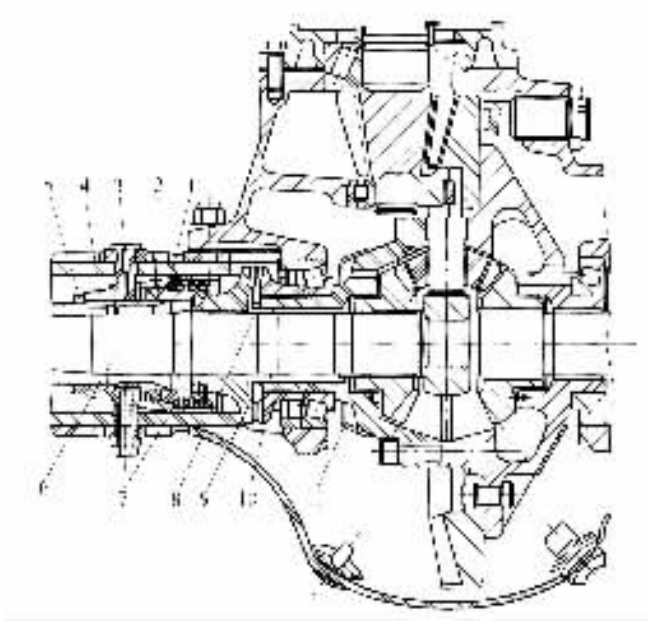


图 4－6－207 瑞典斯堪尼亚 LT110 型汽车的强制锁止式差速器

1－活塞；2－活塞皮碗；3－气路管接头；4－工作缸；5－套管；6－半轴；7－压力弹簧；8－锁圈；9－外接合器；10－内接合器；11－差速器壳

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

图 4－6－207、图 4－6－208 所示的驱动桥则装有另一种啮合套式的差速锁，其啮合套在锁止差速器时，直接将左、右半轴齿轮联接到一起。

图 4－6－208 为强制锁止式差速器的指销式差速锁。其作用原理与啮合套式的相同。只是在锁止时用指销将左半轴齿轮与差速器左壳联接。

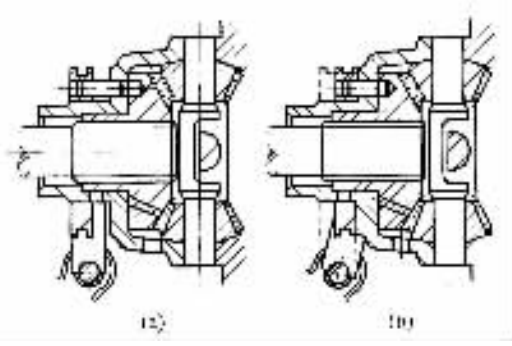


图 4－6－208　差速器的指销式差速锁
(a)锁止前；(b)锁止后

为了定量地分析差速锁对汽车通过性的影响，以驱动型式为 4×2 的汽车为例，并假定其一个驱动车轮行驶在附着系数为 $\varphi=07$ 的干燥硬路面上，而另一个驱动车轮则驶进一块附着系数为 $\varphi_{\min}=0.1$ 的冰面上。在这种极端的情况下，装着普通圆锥行星齿轮差速器的汽车所能发挥的最大牵引力 F_t 为

$$F_t=\frac{G_2}{2}\varphi_{\min}+\frac{G_2}{2}\varphi_{\min}=G_2\varphi_{\min}=0.1G_2$$

式中：G_2——驱动桥给地面的负荷。

这时，如果将差速器完全锁住，则汽车所能发挥的最大牵引力为

$$F'_t=\frac{G_2}{2}+\frac{G_2}{2}\varphi_{\min}=G_2(\varphi+\varphi_{\min})=0.4G_2$$

即在上述极端情况下，采用差速锁将普通的圆锥行星齿轮差速器锁住，可以使汽车的牵引力提高 4 倍。但在通常的实际道路条件下，很少有这种极端的情况，即各驱动车轮与地面的附着系数往往不会相差这样大。特别是当汽车因某一驱动车轮滑转而停车时，已经失去原有的冲力，再起步时需要克服比行驶时大得多的阻力，因而驱动车轮需要发挥更大的牵引力，而这时由于滑转而遭到破坏的地表面往往不能承受这样大的牵引力。除非另一驱动车轮附着良好，否则，当左、右驱动车轮均处在附着系数较小的路面上时，则虽锁住差速器，牵引力仍然会超过车轮与路面的附着力，汽车仍然无法起步和前进。因此在一般表面状况变化不大的路面上，即使锁住差速器，汽车总牵引力的增加也往往不超过 25%。

另外，当汽车驶入较好路面时，应将差速器的锁止机构及时松开，否则将产生与无差速器时同样的问题，例如使转弯困难、轮胎加速磨损、传动系零件过载和消耗过多的功率等。

由于上述种种原因，强制锁止差速器的结构方案没有得到广泛应用。

七、自锁式差速器

为了充分利用汽车的牵引力，保证转矩在驱动车轮间的不等分配以提高抗滑能力，并避免上述强制锁止式差速器的缺点，创造了各种类型的自锁式差速器，例如高摩擦式、自由轮式和变传动比式等。其中在越野汽车上广泛采用的高摩擦式差速器之所以能够实现对左、右驱动车轮的转矩不等分配，是由于它具有较大的内摩擦力矩。多数高摩擦式差速器，例如带有摩擦元件的圆锥行星齿轮差速器、滑块－凸轮式及蜗轮式差速器等，其内摩擦力矩的大小是随着它所传递的转矩的大小而改变的。当所传递的转矩一定时，其内摩擦力矩的值由差速器的结构型式和尺寸决定。

用以评价自锁式差速器性能的主要参数是它的锁紧系数。为了提高汽车的通过性，似乎是锁紧系数愈大愈好，但是，如前所述，过大的锁紧系数不但对汽车转向操纵的轻便灵活性、行

驶的稳定性、传动系的负荷、轮胎的磨损和燃料消耗等有不同程度的不良影响，而且也无助于进一步提高驱动车轮的抗滑能力。因此在设计高通过性汽车的差速器时，必须正确地选择差速器的锁紧系数值。

一般越野汽车的低压轮胎与地面的附着系数 P 的最大值约为 $\varphi = 0.7 \sim 0.8$（在干燥的混凝土或柏油路面上），而最小值 $\varphi_{\min} = 0.1 \sim 0.2$（在开始溶化的冰上）。可见相差悬殊的附着系数的最大比值为

$$\frac{\varphi_{\max}}{\varphi_{\min}} = \frac{0.8}{0.1} = 8$$

因此，为了充分利用汽车牵引力，按式（4－6－101）所定义的差速器锁紧系数 K，实际上选定为 8 就已足够。而汽车在坏路面上和无路地区行驶的实践表明，各驱动车轮与地面的附着系数的最大值与最小值之比，一般不超过 3～4。因此选取差速器的锁紧系数为 $K = 3 \sim 4$ 是合适的，在这种情况下汽车的通过性可以得到显著提高，而其转向操纵等使用性能实际上并不变坏。

下面将对各种自锁式防滑差速器分别予以介绍。

（一）带有摩擦元件的圆锥行星齿轮防滑差速器

为了增大差速器的内摩擦力矩，有的结构是在普通的圆锥行星齿轮差速器中加装摩擦元件，形成带有摩擦元件的圆锥行星齿轮防滑差速器，这类差速器的最简单的结构型式如图 4－6－209 所示 在行星齿轮背面用销钉固定着一个蘑菇状的摩擦元件——球面凸缘。由于后者的径向尺寸较大，因此显著地增大了差速器的内摩擦力矩。该结构的另一特点是具有加大的行星齿轮与半轴齿轮的齿数差或传动比。即与普通的圆锥行星齿轮差速器相比较，这类差速器的半轴齿轮与行星齿轮的径向尺寸的差别明显地增大。

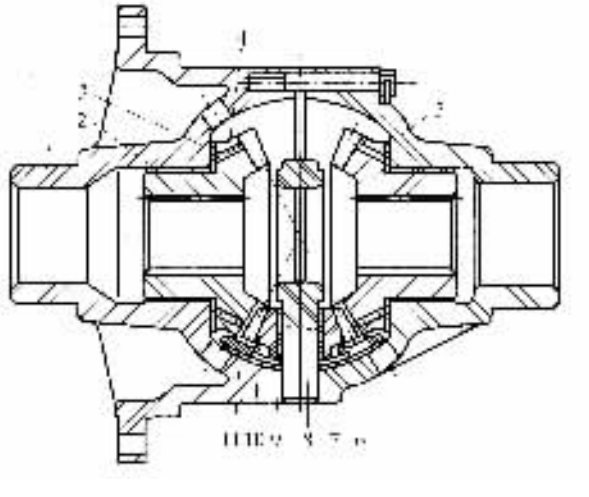


图 4－6－209 白俄罗斯 БЕЛАЗ－531 型牵引汽车的高摩擦式差速器

1－差速器左壳；2，9－青铜套；3，11－青铜支承垫片；4－半轴齿轮；

5－差速器右壳；6－行星齿轮摩擦元件（球面凸缘）；7－销；8－十字轴；10－行星齿轮

美国重型载货汽车 HAULPAK 也采用了上述增大差速器内摩擦力矩的方法，图 4－6－210 给出了该车驱动桥差速器零件的安装关系。由图 4－6－210 可见，该差速器的另一特点是取消了行星齿轮轴或十字轴，这有利于缩小行星齿轮的径向尺寸和加大行星齿轮与半轴齿轮的

齿数差或传动比。这时，行星齿轮 8 通过其蘑菇状的摩擦元件即球面凸缘支承在其座套 9 上，而后者又由 4 个螺钉 10 固定到差速器壳 12 上。它们之间的配合间隙由调整垫片 11 进行调整，以保证行星齿轮能自由转动。在 HAULPAK 汽车上，4 个行星齿轮分别选配其调整垫片，并使每个行星齿轮球面凸缘的背面间隙控制在 0.254～0.508mm 范围内，各组背面间隙相互之间的差值应不大于 0.052mm。

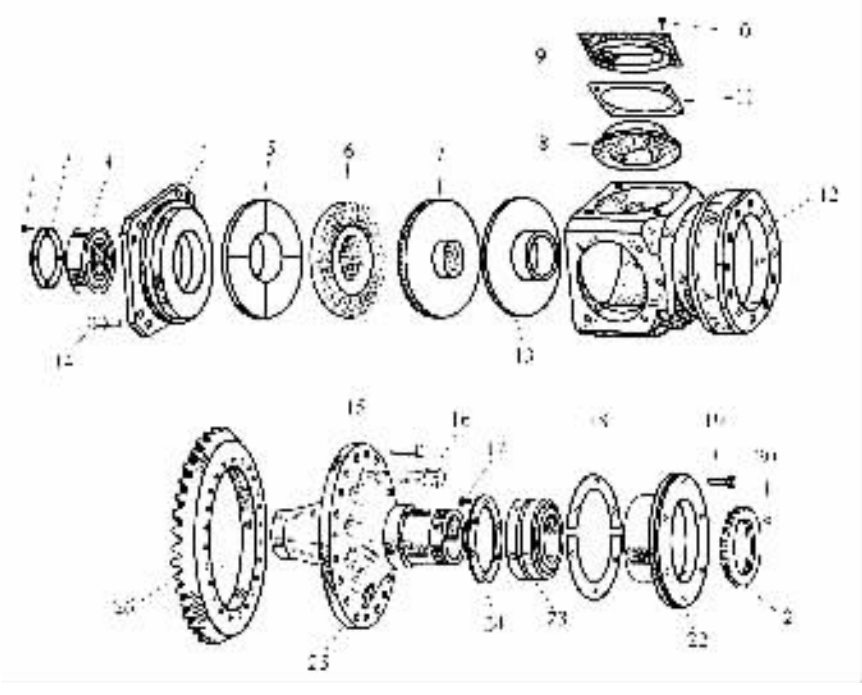


图 4－6－210　美国 HAULPAK 重型载货汽车差速器零件的安装关系

1，17，19－螺钉；2，24－轴承挡圈；3－轴承；4－盖；5，13－半轴齿轮支承垫；6，7－半轴齿轮；8－行星齿轮；9－行星齿轮球面凸缘座套；10－螺钉及平垫圈；11－调整垫片；12－差速器壳；14，15，16－锥头螺钉；18－对开垫片；20－管螺塞；21－花边螺母；22－轴承座；23－双列滚子轴承；25－从动齿轮座；26－主减速从动齿轮

图 4－6－211 为这类行星齿轮带有蘑菇状球面凸缘的“徒尔纳玛替克”型高摩擦式差速器的外形，其锁紧系数可达 3～4。

图 4－6－212 为带有两个锥形摩擦盘（图 4－6－212(a)）或两组摩擦片（图 2－6－212(b)）的圆锥行星齿轮防滑差速器，后一种为美国克莱斯勒汽车公司所采纳，并称为 Sure Grip 式差速器。如图 4－6－212 所示，十字轴被两根互相垂直交叉的行星齿轮轴所代替，且轴两端制成 V 形斜面与差速器壳上带有 V 形斜面的槽孔相配合。两根行星齿轮轴的 V 形斜面是以相反方向安装的。在摩擦片式的结构中，如图 4－6－212(b)所示，每个半轴齿轮的背面有推力盘和主、从动摩擦片。推力盘以花键孔与半轴花键相联。主动摩擦片的外齿与差速器壳上的齿槽相配合；带有花键孔的从动摩擦片与推力盘的花键齿相配合。推力盘及主、从动摩擦片均可作微小的轴向移动。

在传递转矩时，由于差速器壳通过斜面分别使两根行星齿轮轴的两端压紧，使后者连同行星齿轮一起分别向左、右微移（约为零点几毫米），并通过行星齿轮背部的圆柱台肩压向推力盘及主、从动摩擦片（图 4－6－212(b)）或压向锥形摩擦盘（图 4－6－212(a)），并使它们压紧，造

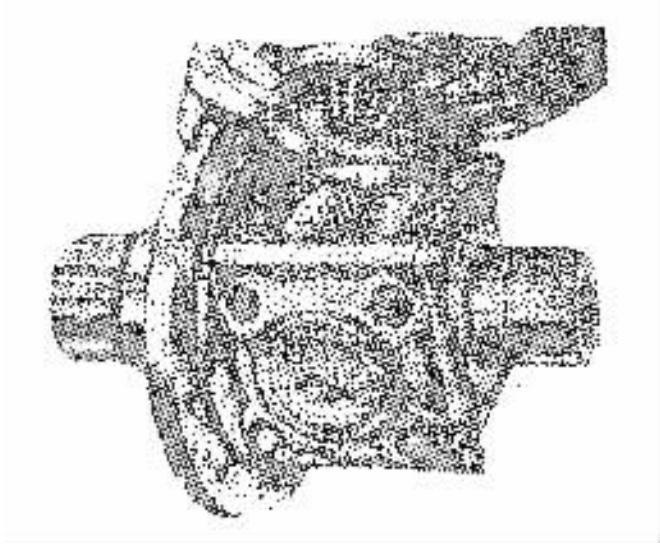


图 4－6－211 行星齿轮带有蘑菇状球面凸缘的
“徒尔纳玛替克”型高摩擦式差速器外形

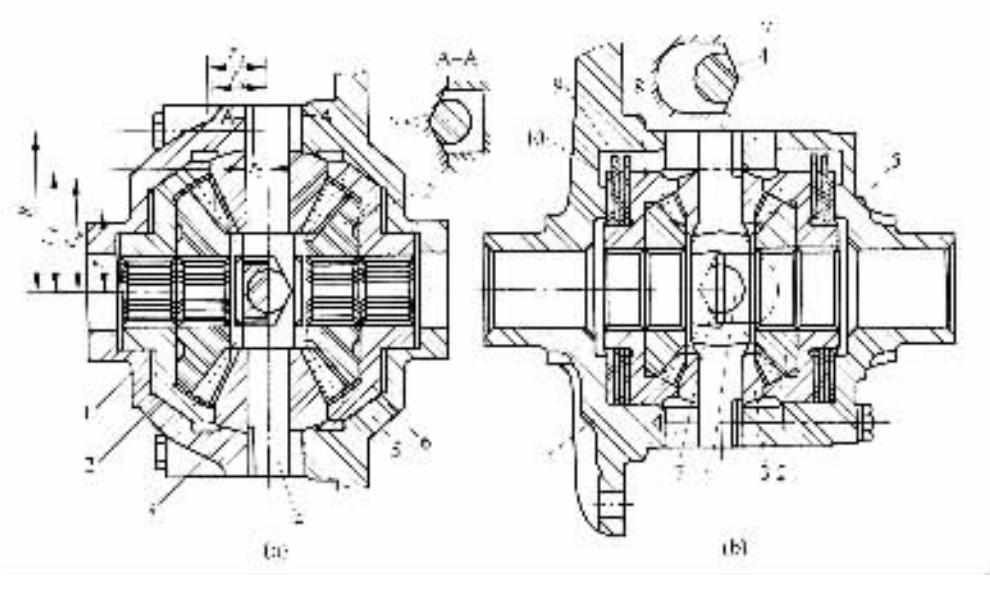


图 4－6－212 带有摩擦盘或摩擦片的圆锥行星齿轮防滑差速器
(a)锥形摩擦盘式；(b)摩擦片式
1－差速器左壳；2－半轴齿轮；3－行星齿轮；4－行星齿轮轴；5－差速器右壳；
6－锥形摩擦盘；7－V 形斜面；8－推力盘；9－主动摩擦片；10－从动摩擦片

成左、右驱动车轮以不同转速转动时所必须克服的摩擦力矩。摩擦片式圆锥行星齿轮防滑差速器较锥形摩擦盘式的有更大的锁紧系数和较小的摩擦面压力。用陶瓷合金制成的摩擦片具有良好的耐磨性，能保证有足够长的寿命和稳定的锁紧系数。锥形摩擦盘式圆锥行星齿轮防滑差速器的锁紧系数为 2.5 左右，而摩擦片式的 K 值则可达到 5 以上。

此外，摩擦片式圆锥行星齿轮防滑差速器与下面将要介绍的凸轮式差速器及自由轮式差

速器相比，工作时更加平滑无声，且结构也较简单。尤其是与普通圆锥行星齿轮差速器零件的通用性好，变型方便，适用于轿车、载货汽车及越野汽车等各种车辆，是一种值得推荐采用的结构。

图 4－6－213 给出了摩擦片式圆锥行星齿轮防滑差速器的动力传递路线。

当汽车直行且左、右半轴无转速差时，传给差速器壳的转矩在左、右半轴之间平均分配。此时，如图 4－6－213(a)所示，转矩是经过两条路线传给半轴的，一条路线是由差速器壳通过行星齿轮轴、行星齿轮、半轴齿轮等传向半轴及驱动车轮，即与普通圆锥行星齿轮差速器动力传递路线相同的路线；另一条则是由差速器壳传给在驱动转矩作用下被压紧的主、从动摩擦片及推力盘，然后经左、右半轴传至驱动车轮。由此可见，当左右车轮无转速差时，摩擦片式圆锥行星齿轮防滑差速器比不带摩擦片的普通圆锥行星齿轮差速器的传递转矩的能力要大，这两种差速器传递转矩能力的差值即为上述通过摩擦片所传转矩之值。

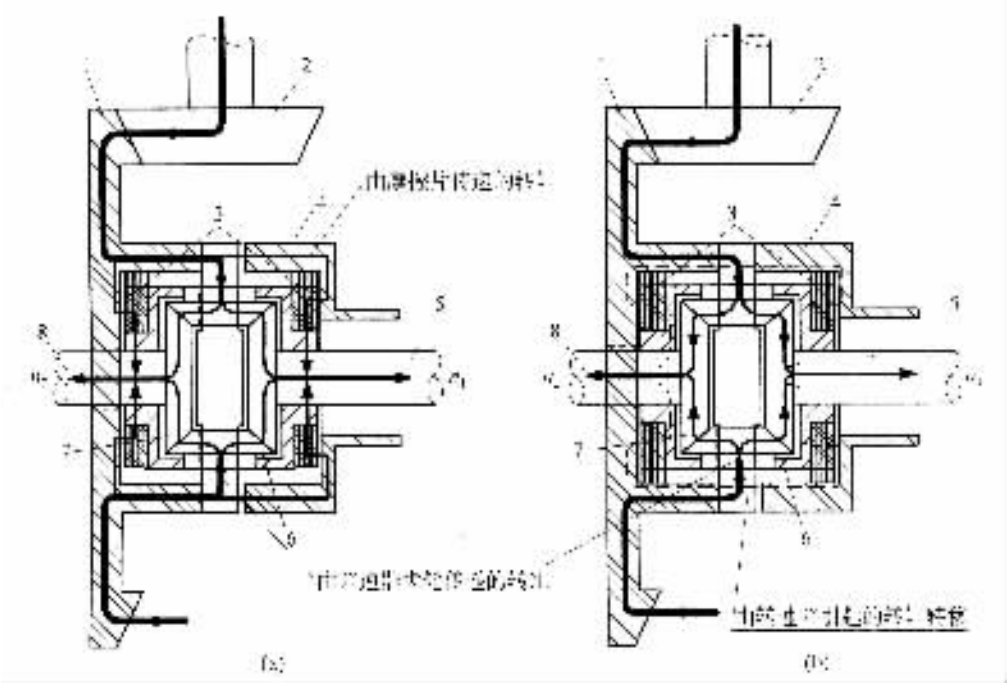


图 4－6－213　摩擦片式圆锥行星齿轮防滑差速器的动力传递简图

(a)无转速差($n_1 = n_2$)时；(b)有转速差($n_1 > n_2$)时

1－从动齿轮；2－主动齿轮；3－摩擦片；4－差速器壳；

5－右半轴；6－行星齿轮；7－半轴齿轮；8－左半轴

当汽车转弯或某一侧驱动车轮由于滑转而使左、右驱动车轮产生转速差时，差速器壳的转速 n_0 与左、右半轴齿轮的转速 n_2、n_1 各不相等，如图 4－6－213(b)所示，当 $n_1 > n_2$ 时，则有 $n_1 > n_0 > n_2$ 的转速关系。由于转速差的存在和主、从动摩擦片及推力盘被压紧，故在左、右两侧的主、从动摩擦片、推力盘及差速器壳之间必将分别产生摩擦力矩。该摩擦力矩的大小和这些摩擦元件之间的摩擦系数及压紧力的大小有关，其方向则与 n_1 与 n_0 或 n_2 与 n_0 间的相对转速有关。根据 n_1，n_2 和 n_0 这三者的转速关系不难看出，快转轮一侧的摩擦力矩，其方向应与快转轮的旋转方向相反，故其值为负；而慢转轮一侧的摩擦力矩，其方向应与慢转轮的旋转

方向相同，故其值为正。这种情况犹如将部分驱动力矩由快转轮转移到慢转轮似的，如图4－6－213(b)所示。因此，慢转轮的驱动力矩将大于快转轮的驱动力矩。这样也就提高了汽车的防滑能力。

综合上述可以得出这样的结论，即这类差速器的锁紧作用不仅取决于其所传转矩的大小，而且取决于其左、右半轴齿轮或左、右驱动车轮的转速差。由于这类差速器能使快转车轮的驱动力矩减小，这就可能制止滑转车轮的继续滑转，而使快转车轮所减小的驱动力矩转移到慢转车轮上，就会显著地提高汽车的防滑能力和通过性。

另外，不论汽车处于前进挡或倒挡，处于驱动状态或依靠惯性力而滑行，摩擦片式以及锥形摩擦盘式圆锥行星齿轮差速器在其正、反两个方向传递转矩的效果是相同的。

对于摩擦片式圆锥行星齿轮防滑差速器，不难证明，当左、右半轴的转速不等时，主、从动摩擦片间产生的摩擦力矩为

$$T_f = \frac{T_0 \tan\beta}{R} f r_f Z \tag{4-6-113}$$

式中：T_0——差速器所传递的转矩，N·m；

β——V形面的半角；

R——差速器V形面中点至半轴齿轮中心线的距离；

r_f——摩擦片的平均半径；

f——摩擦系数；

Z——摩擦面数。

下面再以图4－6－212(a)所示的锥形摩擦盘式圆锥行星齿轮差速器为例，对这类差速器的载荷工况及转矩在左、右半轴之间的分配进行分析。

当汽车直线行驶、左右驱动车轮转速相同时，作用在差速器壳上的转矩 T_0 为

$$T_0 = T_g + \sum T'_f + \sum T''_f \tag{4-6-114}$$

式中：T_g——由差速器壳经行星齿轮轴、行星齿轮、半轴齿轮传到两个半轴上的转矩；

$\sum T'_f$——由行星齿轮背部的圆柱台肩与左、右锥形摩擦盘端面之间的摩擦力所形成的摩擦力矩 T'_{f1}、T'_{f2}之和，它们分别经过左、右锥形摩擦盘传到相应的半轴上；

$\sum T''_f$——由差速器壳与左、右锥形摩擦盘的锥面之间的摩擦力所形成的摩擦力矩 T''_{f1}、T''_{f2}之和，它们分别经过左、右锥形摩擦盘传到相应的半轴上。

这时，由于左、右半轴之间无转速差，故传到左、右半轴上的摩擦力矩 T'_{f1}、T''_{f1}及 T'_{f2}、T''_{f2}均为正值，而经过差速器齿轮传给两半轴之转矩 T_g 应小于差速器壳上的转矩 T_0。

当汽车直线行驶且左、右驱动车轮与路面的附着情况相同时，经过左、右半轴传递的转矩相等，其值为

$$T_1 = T_2 = \frac{T_0}{2}$$

而且只要两车轮的驱动力不超过其附着极限，上式总是成立的。一旦驱动力达到并开始超过其附着力的极限值时，两车轮便开始滑转。

当左、右两驱动车轮与地面的附着系数不同时，如果某一侧的驱动车轮比另一侧的驱动车轮更早地达到附着力的极限值，则继续增大传递的转矩 T_0 将会引起已达到附着力极限值的那个驱动车轮的滑转及差速器内摩擦的增加，并相应地增大另一侧尚未达到附着力极限值的那个车轮的驱动力矩。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

差速器所传转矩在左、右半轴之间的重新分配伴随着在锥形摩擦盘的锥形摩擦面上摩擦力矩的变化。如前所述，滑转车轮即快转轮一侧的锥形摩擦盘所传的总摩擦力矩 T_{f1}（为 T'_{f1} 与 T''_{f1} 之和）为负值，使该侧半轴的驱动转矩减小，而非滑转车轮即慢转轮一侧的总摩擦力矩 T_{f2}（为 T'_{f2} 与 T''_{f2} 之和）为正值，使该侧半轴的转矩增大，即

$$T_1 = \frac{T_g}{2} - T_{f1} = T_\varphi \tag{4-6-115}$$

$$T_2 = \frac{T_g}{2} + T_{f2} = T_\varphi + T_{f1} + T_{f2} \tag{4-6-116}$$

式中：T_φ——由车轮与地面的附着力所决定的滑转车轮上的转矩。

若继续增大所传转矩 T_0，则将引起滑转车轮转速的提高，并相应地增大慢转半轴的转矩 T_2 或非滑转车轮的驱动力矩 T_2，即有

$$T_1 = T_\varphi + J_w \frac{d\omega_w}{dt}$$

$$T_2 = T_\varphi + J_w \frac{d\omega_w}{dt} + T_{f1} + T_{f2}$$

式中：J_w——滑转车轮的转动惯量；

$\frac{d\omega_w}{dt}$——滑转车轮的角加速度。

图 4－6－214 给出了锥形摩擦盘式圆锥行星齿轮差速器的受力简图。

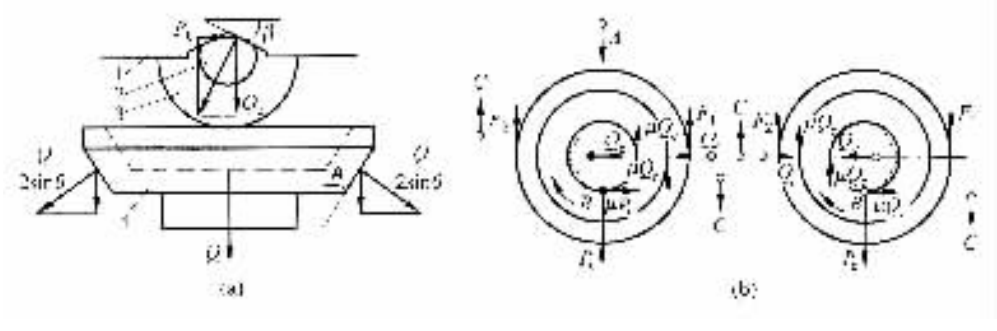


图 4－6－214　锥形摩擦盘式圆锥行星齿轮差速器的受力简图

(a)行星齿轮轴及锥形摩擦盘的受力简图；(b)行星齿轮的受力简图

1－差速器壳；2－行星齿轮轴；3－行星齿轮；4－锥形摩擦盘；

A－行星齿轮轴的旋转方向；B－行星齿轮的旋转方向；C－半轴齿轮的旋转方向

当差速器传递的转矩为 T_0 时，在两根行星齿轮轴的 4 个端部的斜面上，各承受 1 个与差速器壳旋转方向相切的圆周力，若忽略加工误差，可以认为它们的数值相同且为

$$P_0 = \frac{T_0}{4R}$$

式中：P_0——行星齿轮轴的每个端部所受的与其旋转方向相切的圆周力；

T_0——差速器壳上的转矩；

R——P_0 的力臂，见图 4－6－212(a)。

与此同时，斜面还使每根行星齿轮轴的端部受一与半轴方向相平行的侧向推力 Q_c：

$$Q_c = \frac{T_0}{4R\tan\beta}$$

式中：Q_c——行星齿轮轴的每个端部所受的与半轴方向相平行的侧向推力，它也是对锥形摩擦盘外缘侧面的轴向推力 $2Q_c$ 之半；

β——行星齿轮轴端部的斜面倾角，见图 4－6－214(a)。

当差速器未锁紧时，行星齿轮背部的圆柱台肩沿锥形摩擦盘的内端面滚动，同时伴有滑动，而且在接触处前者的圆周速度总是小于后者的，因此在它们之间产生滑动摩擦力，其方向如图 4－6－214(b)所示：作用在行星齿轮背部圆柱台肩上的摩擦力的方向和行星齿轮的旋转方向一致，而作用在锥形摩擦盘端面上的摩擦力的方向，则与其旋转方向相反。

当行星齿轮轴在差速器壳的 V 形斜面的作用下移动时，每个行星齿轮受到与其公转方向相切的圆周力 P_c 及与半轴方向相平行的侧向推力 Q_c，即

$$P_c = \frac{T_0}{4r}$$

式中：T_0——差速器壳上的转矩；

r——见图 4－6－212(a)。

在行星齿轮轮齿上产生与 P_c 相平衡的两个力 F_1、F_2，即

$$F_1 + F_2 = P_c$$

对每个行星齿轮来说，有如下平衡条件：

$$F_1 r_c + fP_c r_0 + fQ_c r_0 - F_2 r_c - fQ_c r_b = 0$$

式中：f——差速器有关摩擦副之间的滑动摩擦系数；

r_c，r_0，r_b——见图 4－6－212(a)。

解以上两方程式得

$$F_1 = \frac{P_c}{2} - \frac{fP_c}{2}\frac{r_0}{r_c} + \frac{fQ_c}{2}\frac{(r_b - r_0)}{r_c}$$

$$F_2 = \frac{P_c}{2} - \frac{fP_c}{2}\frac{r_0}{r_c} + \frac{fQ_c}{2}\frac{(r_b - r_0)}{r}$$

该两式的最后两项的数值很接近，实例计算表明，如果略去最后两项不计，其误差仅为 0.5%～0.8%。因此，可以认为

$$F_1 = F_2 = \frac{P_c}{2}$$

$$2F_1 r = 2F_2 r = \frac{T_0}{4}$$

在两个锥形摩擦盘内端面上产生的摩擦力矩 T'_{f1}、T'_{f2} 的大小相等，在左右半轴有转速差的情况下其符号相反：慢转轮一侧的摩擦力矩 T'_{f2} 为正值，而快转轮一侧的摩擦力矩 T'_{f1} 为负值。其值为

$$T'_f = T'_{f1} = T'_{f2} = 2fQ_c r_m = \frac{T_0}{2}\frac{fr_m}{R\tan\beta}$$

式中：r_m——见图 4－6－212(a)。

锥形摩擦盘沿其轴向(即半轴方向)对差速器壳的压紧力 Q(见图 4－6－214(a))不仅取决于两个行星齿轮背部的圆柱台肩对锥形摩擦盘外缘侧面的轴向推力 $2Q_c$，而且取决于差速器在传递转矩 T_0 时对半轴齿轮的轴向推力，因此每个锥形摩擦盘沿其轴向对差速器壳的压紧力

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

Q 为

$$Q = 2Q_c + \frac{T_0}{2r}\tan\alpha\sin\gamma_2 = \frac{T_0}{2R\tan\beta} + \frac{T_0}{2r}\tan\alpha\sin\gamma_2$$

式中：α——差速器圆锥齿轮的啮合角；

γ_2——半轴齿轮的节锥角。

由图 4－6－214(a)可知，左右锥形摩擦盘的锥面与该侧差速器壳相应锥面之间所形成的摩擦力矩 T''_{f1}或 T''_{f2}的大小应为

$$T''_f = T''_{f1} = T''_{f2} = \frac{Q}{\sin\theta}r_\varphi f = \left(\frac{T_0}{2R\tan\beta} + \frac{T_0}{2r}\tan\alpha\sin\gamma_2\right)\frac{r_\varphi f}{\sin\theta}$$

$$= \frac{T_0}{2}\frac{fr_\varphi}{\sin\theta}\left(\frac{1}{R\tan\beta} + \frac{\tan\alpha\sin\gamma_2}{r}\right)$$

式中：r_φ——见图 4－6－212(a)；

θ——锥形摩擦盘锥表面的半锥角，见图 4－6－214(a)。

因此，通过每侧的锥形摩擦盘传给该侧半轴的总摩擦力矩为

$$T_f = T'_f + T''_f = \frac{T_0}{2}\left[\frac{fr_\varphi}{R\tan\beta} + \frac{fr_\varphi}{\sin\theta}\left(\frac{1}{R\tan\beta} + \frac{\tan\alpha\sin\gamma_2}{r}\right)\right]$$

如前所述，由于在未锁紧状态(即左、右驱动车轮有转速差时)的差速器中，在慢转轮一侧或快转轮一侧的锥形摩擦盘上总的摩擦力矩 T_{f1}和 T_{f2}的大小相等而方向相反，故可以得出这样的结论，即这些摩擦力矩并不能改变经过差速器壳所传递的转矩 T_0 的大小，而仅能改变 T_0 在左右半轴间的分配，使快转轮与慢转轮上的驱动转矩分别为

$$T_1 = \frac{T_0}{2} - T_f;T_2 = \frac{T_0}{2} + T_f$$

将前面得到的 T_f 值代入以上两式，则分别得到滑转轮即快转轮的驱动转矩为

$$T_1 = \frac{T_0}{2}\left[1 - \frac{fr_\varphi}{R\tan\beta} - \frac{fr_\varphi}{\sin\theta}\left(\frac{1}{R\tan\beta} + \frac{\tan\alpha\sin\gamma_2}{r}\right)\right] \tag{4-6-117}$$

而非滑转轮即慢转轮的驱动转矩为

$$T_2 = \frac{T_0}{2}\left[1 + \frac{fr_\varphi}{R\tan\beta} + \frac{fr_\varphi}{\sin\theta}\left(\frac{1}{R\tan\beta} + \frac{\tan\alpha\sin\gamma_2}{r}\right)\right] \tag{4-6-118}$$

由式(4－6－117)和式(4－6－118)可求得带有左、右锥形摩擦盘的圆锥行星齿轮防滑差速器的锁紧系数为

$$K = \frac{T_2}{T_1} = \frac{rR\tan\beta\sin\theta + fr_m r\sin\theta + fr_\varphi(r + R\tan\beta\tan\alpha\sin\gamma_2)}{rR\tan\beta\sin\theta - fr_m r\sin\theta - fr_\varphi(r + R\tan\beta\tan\alpha\sin\gamma_2)}$$

由上式可见，选择适当的行星齿轮轴端的斜面倾角 β、锥形摩擦盘锥表面的半锥角 θ(对摩擦片式圆锥行星齿轮差速器，则是选择适当的摩擦片数)，即可得到预计的差速器锁紧系数。对摩擦片式的来说，实践经验表明，选用 45°的 β 角和如图 4－6－212(b)所示每侧选用具有 5 个摩擦表面的设计方案，是应当推荐的。

图 4－6－215 为装用带有摩擦片式的圆锥行星齿轮差速器和装用普通的圆锥行星齿轮差速器的汽车的牵引力测试结果的比较。

(二)粘性自锁式行星齿轮差速器

粘性自锁式圆柱行星齿轮差速器如图 4－6－216 所示，由普通的单排圆柱行星齿轮机构及与其组合在一起的粘性离合器构成。粘性离合器是一个密封的环形缸筒，内装交替排列并

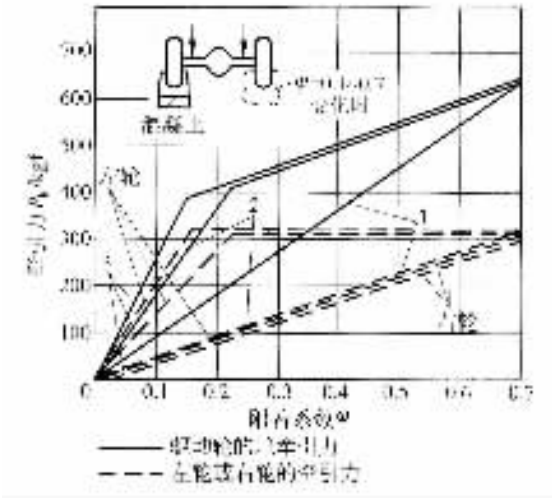


图 4－6－215 装用不同差速器的汽车的牵引力在左、右驱动车轮间的分配情况

1－装用普通圆锥行星齿轮差速器；2－装用每侧有三个摩擦表面的摩擦片式圆锥齿轮防滑差速器；3－装用每侧有 5 个摩擦表面的摩擦片式圆锥齿轮防滑差速器相应的汽车行驶条件如下表所示：

行驶条件	表面有水的冰	表面有薄雪的冰	压实的雪	泥泞	沙石	干土	混凝土
附着系数 φ	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7

有一定间隙的两组薄片圆盘，内注满液态动力介质——高粘性硅油，它具有粘度稳定性好、抗剪切性强、抗氧化以及低挥发和闪点高的特性。一组圆盘以其外圈的键齿与其花键毂的键槽相配，因此可分别称为“外圆盘”和“外圆盘毂”；另一组圆盘以其内圈的花键孔和与其相配的花键毂的外花键接合，因此可分别称为“内圆盘”和“内圆盘毂”。内圆盘毂的花键孔与左半轴的花键相配；行星架的花键孔则与右半轴的花键相配。差速器右半壳的内壁制有齿圈，太阳轮则以花键装在内圆盘毂上。主减速器从动齿轮传来的转矩经与其以凸缘及螺栓相固定的差速器壳及齿圈传给差速器。

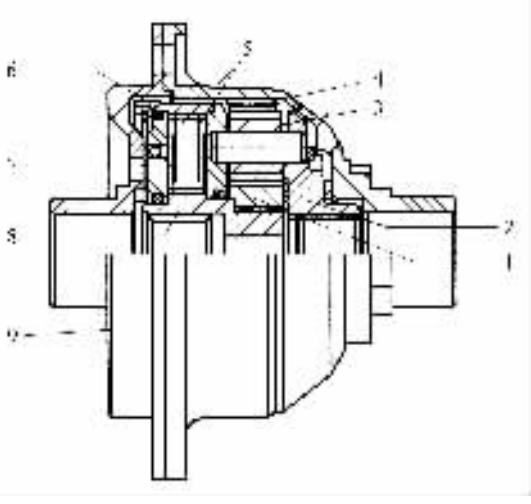


图 4－6－216 粘性自锁式圆柱行星齿轮差速器

1－太阳轮；2－行星架；3－行星齿轮；4－齿圈；5－外圆盘；6－外圆盘毂；7－内圆盘；8－内圆盘毂；9－差速器左半壳

当汽车直线行驶且左、右驱动车轮转速相同时，由于太阳轮与行星架的转速相同，故行星齿轮仅有绕太阳轮的“公转”，而无绕行星齿轮轴的“自转”，且它们的转速与差速器壳或齿圈的转速相等，即整个行星机构一起绕太阳轮的轴线旋转，而太阳轮、行星轮、行星架、齿圈之间无相对转动。

当汽车转弯行驶或一侧驱动车轮由于与地面的附着不良而产生滑转导致左、右驱动车轮或左、右半轴有转速差时，将使太阳轮或内圆盘毂与行星架或外圆盘毂之间产生相应的转速差，使得在内、外圆盘之间产生相应的转速差。内、外圆盘间的这种相对转动，使内、外圆盘间

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

的硅油产生粘性剪切力。这种粘性剪切力所形成的力矩，其方向与快转圆盘的旋转方向相反，而与慢转圆盘的旋转方向一致。这就导致快转驱动车轮驱动转矩相应地减小，而慢转驱动车轮驱动转矩相应地增大，而且减小量与增大量相等。犹如驱动转矩由快转轮转移到慢转轮、由滑转车轮转移到非滑转驱动车轮似的，使汽车的防滑能力及通过性得到提高。

当粘性离合器内、外圆盘的转速差为 ΔN(r/min)；圆盘的内、外工作半径为 r_i、r_0；相邻圆盘间距为 S；圆盘的工作面数为 Z；工作油密度为 ρ；工作油运动粘度(动粘性系数)为 v；K 为常量时，则粘性离合器的粘性转矩为

$$T_v = K\frac{\rho v \Delta NZ}{S}(r_0^4 - r_1^4)$$

与上述的结构关系及工作原理相类似，有的汽车也采用由普通圆锥行星齿轮差速器和粘性离合器构成的‘粘性自锁式圆锥行星齿轮差速器’的结构，甚至仅由粘性离合器联接两半轴的‘粘性差速器’的结构，后者更常用作四轮驱动轿车的轴间差速器。

(三)静液压自锁式圆柱行星齿轮差速器

静液压自锁式圆柱行星齿轮差速器也是一种与图 4－6－216 类似的普通单排圆柱行星齿轮机构，汽车的左、右半轴分别与太阳轮及行星齿轮架以花键联接，只是这里是以油液的静液压构成锁紧力的。为此行星齿轮架被设计成像一个齿轮式油泵的壳体，太阳轮及行星齿轮均装在其中，如图 4－6－217 所示。行星齿轮及太阳轮座于行星齿轮架上的相应座孔内，行星齿轮均匀分布于太阳轮的周围，当行星齿轮架的转速与太阳轮的转速之间产生转速差时，则行星齿轮相对于行星齿轮架产生旋转，使油液由贮油槽泵入行星齿轮机构的箱体内。每一对太阳轮一行星齿轮啮合副的啮合传动，都有效地构成一对齿轮油泵，产生的油压又阻碍着差速的产生，起着自锁的作用。这种差速器可用作轴间差速器和前驱动桥的轮间差速器。

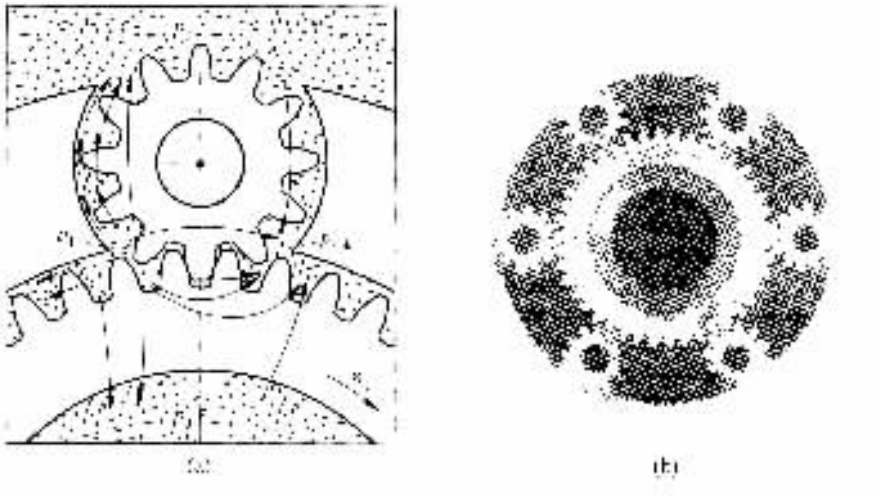


图 4－6－217　静液压自锁式圆柱行星齿轮差速器

(a)太阳轮与行星齿轮啮合传动时的液流；

(b)太阳轮与行星齿轮及行星齿轮架的装配图(未给出齿圈)

(四)滑块－凸轮式高摩擦差速器

滑块－凸轮式高摩擦差速器是一种用得比较广泛的防滑差速器。交通 SH361 型自卸汽车

的中、后桥间的轴间差速器，就是采用了这种结构型式（见图 4－6－84）。

根据滑块安置方向的不同和安置排数的多少，滑块－凸轮式差速器在结构上又可分为滑块沿径向安置的（即径向滑块式的）和沿轴向安置的（即轴向滑块式的）及单排滑块式和双排滑块式的几种结构型式，如图 4－6－218 所示。其中径向滑块式结构（图 4－6－218（a）、（b））比轴向滑块式结构（图 4－6－218（c）、（d））应用更为广泛，且多采用双排滑块式结构（见图 4－6－218（b）、（d））。

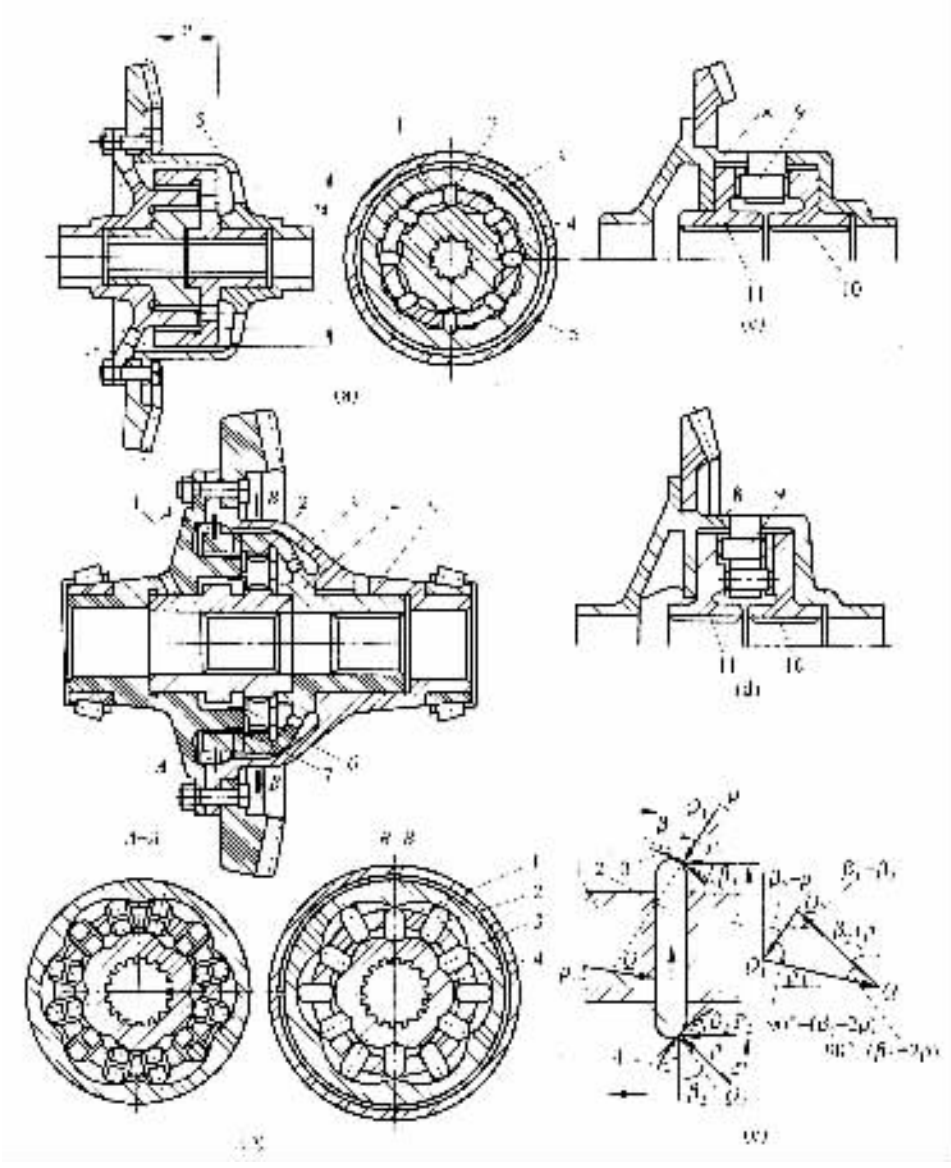


图 4－6－218 滑块－凸轮式高摩擦差速器

（a）单排径向滑块式结构；（b）双排径向滑块式结构；

（c）单排轴向滑块式结构；（d）双排轴向滑块式结构；（e）计算用简图

1－差速器左壳；2，9－滑块；3－凸轮套；4－凸轮；

5－差速器右壳；6，7－卡环；8－差速器壳；10－右凸轮；11－左凸轮

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

单排径向滑块－凸轮式高摩擦差速器如图 4－6－218(a)所示，其主动套(套环)与差速器左壳制成一体，其上沿圆周均匀分布着 8 个径向孔即滑块的座孔。滑块与座孔之间采用精度较高的滑动配合。滑块内端和以花键孔与左半轴的花键联接的凸轮的表面相接触，而其外端则和以花键孔与右半轴的花键联接的凸轮套的具有凸轮槽的内表面相接触。转矩由差速器壳经滑块传给凸轮和凸轮套，进而传给左、右半轴。在这种单排滑块的结构中，凸轮外表面上的凸轮块数和凸轮套内表面上的凸轮槽数是不相等的，也不应相等。否则在凸轮块与凸轮槽数目相等并处于对应位置(参考图 4－6－218$B-B$ 剖面)时，将失去传递转矩的作用。

双排径向滑块－凸轮式高摩擦差速器如图 4－6－218(b)所示，其主动套与差速器左壳也是一体的，主动套上有两排沿圆周均匀分布且交错布置的 12 个径向孔即滑块座孔。滑块与座孔间也要采用精度较高的滑动配合。每排滑块的内、外端分别与凸轮、凸轮套的工作表面接触，而凸轮、凸轮套则以花键分别与左、右半轴相联。转矩由差速器左壳上的主动套经滑块传给凸轮及凸轮套，进而传给左、右半轴。在这种双排滑块的结构中，凸轮外表面上的凸轮块数和凸轮套内表面上的凸轮槽数是相等的。为了不使两排滑块均处于如图 4－6－218 上 $B-B$ 剖面所示的不能传递转矩的对应位置，当两排凸轮套的内工作表面完全重合时，两排凸轮外表面上的凸轮块要相互错开半个凸轮块的包角。这种布置不仅可避免出现不能传递转矩的情况，而且可解决单排滑块－凸轮式差速器所引起的转矩脉动和零件过早磨损的问题。这是因为当采用双排滑块并按图 4－6－218 的 $A-A$、$B-B$ 剖面来布置凸轮与凸轮套工作表面的相对位置时，如果有一排滑块处于不能传递转矩的某一位置(如图 4－6－218 的 $B-B$ 剖面所示)，则转矩可由另一排滑块来传递(如图 4－6－218 的 $A-A$ 剖面所示)。为了防止滑块的自转，在其上制有导槽，装在主动套上的内、外卡环伸入滑块的导槽内，使滑块只能沿座孔移动而不能绕其自身转动。主动套内侧的卡环是一个具有开口的弹性圈，而外卡环也有一开口，但当将其装到主动套上以后将开口焊在了一起。这两种卡环也有助于差速器的装配，在装配过程中可防止滑块由主动套的座孔掉出。

当左、右半轴的角速度相等时，滑块相对于主动套及凸轮、凸轮套的工作表面不动并带动凸轮与凸轮套一起旋转。当汽车转弯或一侧车轮滑转时，左、右驱动车轮有转速差，滑块－凸轮式差速器起差速作用。例如当左、右驱动车轮的转速 ω_1、ω_2 不等且 $\omega_1>\omega_0>\omega_2$ 时，由于快转轮一侧凸轮表面的角速度 ω_1 比主动套的角速度 ω_0 转得快，而慢转轮一侧凸轮表面的角速度 $w_1<w_2$，因此滑块将由慢转凸轮表面移向快转凸轮表面，并且滑块对快转凸轮表面的摩擦力所形成的摩擦力矩与 ω_1 的方向相反，而滑块对慢转凸轮表面的摩擦力所形成的摩擦力矩与 ω_2 的方向相同。因此，快转驱动车轮的转矩将减小，而慢转驱动车轮的转矩将增大。

图 4－6－218(e)为滑块受力简图。滑块与快、慢转凸轮表面及主动套之间的作用力分别为 Q_1、Q_2、Q，由于接触面间的摩擦，这些力与接触点法线方向均偏斜一摩擦角 ρ，则由每个滑块使快、慢转半轴所受的转矩 T_1、T_2 分别为

$$\left.\begin{aligned}T_1=P_1r_1=Q_1r_1\sin(\beta_1-\rho)\\T_2=P_2r_2=Q_2r_2\sin(\beta_2+\rho)\end{aligned}\right\}\tag{4-6-119}$$

式中：r_1，r_2——滑块与快、慢转凸轮表面接触点的半径；

β_1，β_2——快、慢转凸轮表面形线的升角或压力角。

每个滑块使快、慢转半轴所受的力分别为

$$P_1=\frac{T_1}{r_1}=\frac{N_1r_r\varphi}{r_1n}\text{；}\qquad P_2=\frac{T_2}{r_2}=\frac{N_2r_r\varphi}{r_2n}$$

式中：N_1，N_2——快、慢转驱动车轮的支承反力；

n——同时参加工作的滑块数。

由 Q_1、Q_2 和 Q 构成的力的三角形可知：

$$\frac{Q_1}{\sin[90^\circ-(\beta_2+2\rho)]}=\frac{Q_2}{\sin[90^\circ-(\beta_1-2\rho)]}=\frac{Q}{\sin(\beta_1+\beta_2)}$$

将上式代入式(4－6－119)，得

$$\left.\begin{aligned}T_1&=\frac{Qr_1\sin[90^\circ-(\beta_2+2\rho)]\sin(\beta_1-\rho)}{\sin(\beta_1+\beta_2)}\\T_2&=\frac{Qr_2\sin[90^\circ-(\beta_2-2\rho)]\sin(\beta_2+\rho)}{\sin(\beta_1+\beta_2)}\end{aligned}\right\}\tag{4-6-120}$$

由此得滑块－凸轮式差速器的锁紧系数 K 为

$$K=\frac{T_2}{T_1}=\frac{r_2\cos(\beta_1-2\rho)\sin(\beta_2+\rho)}{r_1\cos(\beta_2+2\rho)\sin(\beta_1-\rho)}\tag{4-6-121}$$

若按式(4－6－102)定义锁紧系数，则锁紧系数 K' 为

$$K'=\frac{T_2-T_1}{T_1+T_2}=\frac{r_2\cos(\beta_1-2\rho)\sin(\beta_2+\rho)-r_1\cos(\beta_2+2\rho)\sin(\beta_1-\rho)}{r_2\cos(\beta_1-2\rho)\sin(\beta_2+\rho)+r_1\cos(\beta_2+2\rho)\sin(\beta_1-\rho)}\tag{4-6-121'}$$

对于双排径向滑块结构，通常有 $\beta_1=\beta_2$，这就使得其锁紧系数与哪个轮是快转或慢转无关。

沿轴向安置的单排和双排滑块－凸轮式差速器的结构如图4－6－218(c)、(d)所示。图4－6－219给出了其结构原理简图。如该图所示，一定数目的滑块2以精度较高的滑动配合沿半轴4，7的方向安置于套环5的相应座孔内，而座孔在套环5上沿其圆周均匀分布。套环5是一个平的圆环，其外缘与差速器壳联接，成为差速器的驱动部分。在左凸轮盘6和右凸轮盘3的内端面上做有与滑块相作用的凸轮状表面或称凸块。

当汽车直线行驶且左、右半轴之间无转速差时，差速器壳通过与其相连的套环5带动滑块2绕半轴中心线旋转，而图4－6－219所示的靠在左、右凸轮盘的凸块后斜面上的滑块2，则推动其左、右两侧的凸块使它们一同旋转，并将转矩传给左、右半轴。当以与此相反的方向传递转矩(如当发动机熄火并用它制动)时，情况也一样，只是由左、右凸轮盘的凸块推动滑块使套环旋转而已。

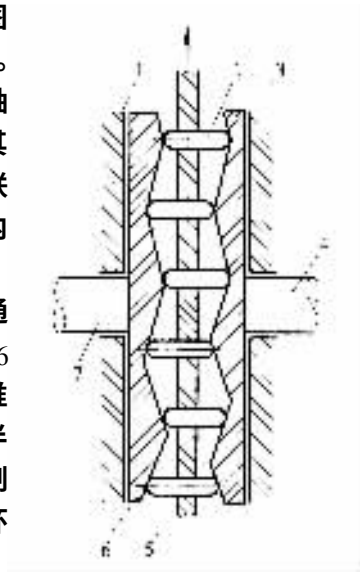


图4－6－219 沿轴向安置的滑块－凸轮式差速器的结构原理简图

1－差速器壳；2－滑块；3－右凸轮盘；4－右半轴；5－套环；6－左凸轮盘；7－左半轴

当汽车转弯或左、右半轴之间有转速差时，外侧车轮或快转车轮一侧的凸轮盘将比套环旋转得快，而内侧车轮或慢转车轮一侧的凸轮盘将比套环旋转得慢；当一侧车轮的行驶阻力增大而使该侧凸轮盘的转速比套环的转速慢时，一部分滑块将被慢转车轮一侧凸轮盘上的凸块压向另一侧凸轮盘，并使后者转速加快。两个半轴即以不同的转速转动，差速器开始其差速作用。这时在滑块与左右凸轮盘上的凸轮状表面之间和滑块与其座孔之间都产生滑动摩擦。滑块两端与左、右凸轮盘凸轮状表面接

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

触处所产生的滑动摩擦力矩作用在左、右凸轮盘上的方向，与快转凸轮盘的旋转方向相反，而与慢转凸轮盘的旋转方向一致，这是由于左、右凸轮盘与套环的相对速度的方向相反。其结果使滑块推动快转凸轮盘的力减小而推动慢转凸轮盘的力增大，也就使左、右半轴或左、右驱动车轮得到大小不同的转矩。对单排滑块－凸轮式差速器来说，左、右两凸轮盘上的凸块数目不应相等，因为在两个具有相同数目凸块的凸轮盘处于一定相对位置，使左、右凸轮盘之间形成宽度等于滑块长度的等宽曲折通道时，套环的转动仅能产生滑块的轴向往复运动，而左、右凸轮盘会保持不动。然而，在单排滑块式的结构中，左、右凸轮盘上的凸块数的不同又会引起工作中的转矩脉动现象和加剧零件的磨损。采用双排滑块会使这些情况得到改善，这时两排滑块的安置位置应错开半个间距。

沿轴向安置的滑块－凸轮式差速器在工作中会产生较大的轴向力，后者将由差速器左、右壳的联接螺栓所承受，这就提高了联接螺栓的强度要求，加粗了其尺寸。此外，由于所产生的轴向力较大，也要求差速器壳相应地增大，其强度和刚度，这样势必引起整个差速器尺寸和质量的增大。由于这些原因，沿轴向安置的滑块－凸轮式差速器仅在某些轿车上得到了采用，例如德国的 Volkswagen 轿车，有的型号就采用了这种结构。

滑块－凸轮式差速器的锁紧系数，通常为 $K=2.33\sim3$ 或 $K'=0.3\sim0.5$。新差速器的锁紧系数 K 值稍大些，但也不会大于 $3.5\sim6$。随着 K 值的增大，其摩擦表面的接触应力将增大，从而其使用寿命将降低。

对于某些越野汽车和特种车辆来说，采用滑块－凸轮式差速器有时尚嫌其锁紧系数 K 值太小，但用它代替普通圆锥行星齿轮差速器用于通用的载货汽车，则可显著地提高其通过性。

理论上凸轮形线应是阿基米德螺线，在这种形线上任何一点的径向位移与凸轮转角 α 成比例关系。当沿凸轮转角 α 展开两个相配的凸轮表面的形线时，得到折线 a 和 b，如图 4－6－220 所示。单排径向滑块－凸轮式差速器只有在两个相配凸轮表面上的凸轮数 Z_1 与凸轮槽数 Z_2 不同的情况下才能工作。因此，在内外凸轮表面上每个凸轮和凸轮槽所占的角度应分别为 $\frac{2\pi}{Z_1}$ 和 $\frac{2\pi}{Z_2}$。

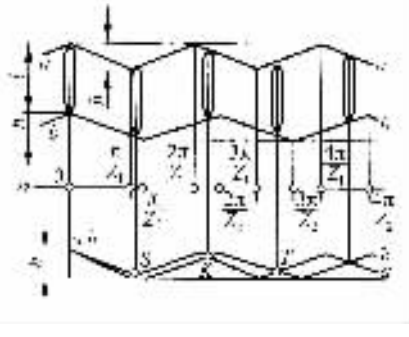


图 4－6－220　滑块－凸轮式差速器凸轮轮廓线（形线）的展开图

在安置长度为 l 的滑块的地方，两个相配凸轮表面间的径向（当滑块沿径向安置时）距离或轴向（当滑块沿轴向安置时）距离应该是不变的，且应等于 l。在两个相配凸轮表面具有 Z_1 和 Z_2 个凸轮或凸轮槽的差速器中，为了确定滑块数，可以规定当一个滑块位于凸轮表面 a 的凹处和 b 的凸处之间时的位置为转角 α 的坐标原点（图 4－6－220）。为了确定两个凸轮表面间距离等于滑块长 l 时的转角 α 的各个数值，将两个凸轮表面的轮廓线 a 和 b 放在一起（见图 4－6－220 下部），这时两条轮廓线 a 和 b 的支点 $S,K,T,\cdots$ 处就是可能安置滑块的地方。利用简单的几何作图不难确定，能安置在主动套（或套环）上单排滑块的最多数目等于两个相配凸轮表面上凸轮数的总和。当安置少于此数的滑块时，为了使作用力能沿差速器圆周均匀分布，滑块数最好选用上述两个相配凸轮表面上凸轮数总和的约数。

为便于制造，凸轮和滑块的工作表面常采用圆弧形的轮廓。

滑块与凸轮或凸轮套工作表面间的挤压应力 σ_c 为

$$\sigma_c = \left(\frac{Q_{1(2)}E}{l}\right)\left(\frac{1}{2\pi(1-\mu^2)}\right)\left(\frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}\right) \tag{4-6-122}$$

式中：$Q_{1(2)}$——即 Q_1 或 Q_2，见图 4-6-120，由式(4-6-119)知：

$$Q_1 = \frac{P_1}{\sin(\beta_1 - \rho)}；Q_2 = \frac{P_2}{\sin(\beta_2 + \rho)}$$

P_1，P_2——见式(4-6-119)下的说明；

E——材料的弹性模量，对合金钢取 $E = 2.01105 \times 10^5$MPa；当滑块与凸轮或凸轮套的材料不同，且其材料的弹性模量分别为 E_1、E_2 时，取

$$E = \frac{2E_1E_2}{(E_1 + E_2)}；$$

l——滑块长；

μ——泊松比，对合金钢取 $\mu = 0.285$；

ρ_1，ρ_2——分别为滑块与凸轮或凸轮套工作表面在接触点处的曲率半径，式中“+”号用于当两工作表面在接触点处的曲率中心位于接触点的两侧时。

计算时应注意，双排滑块-凸轮式差速器在传递转矩时两排滑块仅有一排的半数滑块参与工作(参见图 4-6-218 的 $A-A$、$B-B$ 剖面)。计算中 P_1、P_2 的取值按 $\varphi = 0.8$ 计算。

当左、右驱动车轮与道路的附着系数之比值不超过差速器的锁紧系数 K 时，滑块-凸轮式差速器可自动防止在较滑路面上车轮的滑转。当车轮与路面附着良好时，不论汽车转弯还是在不平路面上行驶，滑块-凸轮式差速器都能保证左、右驱动车轮按汽车运动学要求的那样正常滚动。此时汽车仍保持转向操纵的灵活性。但其结构比较复杂，在零件材料、加工成形、热处理、化学处理等方面均有较高的技术要求，故制造比较困难，成本较高。

滑块可采用滚珠轴承钢 G Cr15 制造，主动套或套环、凸轮或凸轮套、凸轮盘则采用优质铬镍钨钢 18CrNiWA 制造。这些零件的工作表面均经渗碳、淬火及磷化处理。滑块的表面硬度为 61~65HRC，凸轮、凸轮套或凸轮盘、主动套或套环工作表面的硬度为 60~65HRC，滑块与凸轮、凸轮套或凸轮盘工作表面的挤压应力民不应超过 2500MPa，通常取 $\sigma_c = 1500 \sim 2500$MPa。

前苏联高尔基汽车制造厂(ГА3)在制造这种差速器(见图 4-6-218(b))时，采用了上述的材料及热处理工艺。其主要设计参数见表 4-6-50。

表 4-6-50 ГА3 汽车滑块-凸轮式差速器的主要设计参数

项目	设计参数
驱动桥上载荷/N	不大于 36260
驱动车轮的滚动半径/m	不大于 0.5
滑块的安置方法及数目	径向、双排，每排 12 个沿圆周均布，两排滑块之间的相对位置错开半个间距
凸轮套内表面上的凸轮块数	6
凸轮外表面的凸轮块数及布置	共两排，每排 6 个，两排凸轮块之间的相对位置错开半个凸轮块包角

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

（续）

项　　目	设计参数
凸轮套内表面凸轮槽的轮廓尺寸/mm	
凸轮槽内径	117.666
凸轮槽最大外径	129.837
凸轮外表面凸轮块的轮廓尺寸/mm	
凸轮块顶点直径	80.076
凹陷最深处直径	67.911
凸轮套凸轮槽内表面半径/mm	63.319
凸轮凸轮块外表面半径/mm	38.35
凸轮套凸轮槽内表面圆弧圆心所在的直径/mm	27.153
凸轮凸轮块外表面圆弧圆心所在的直径/mm	26.98
滑块工作表面半径/mm	59.9
凸轮与凸轮套的轴向间隙/mm	0.365～0.855
滑块在相配凸轮块、凸轮槽的表面间，当一端紧靠在凸轮块工作表面上时，另一端与凸轮槽工作表面之间的间隙/mm	0.113～0.201
滑块与其座孔间的径向间隙/mm	0.045～0.098
凸轮套与差速器壳间的径向间隙/mm	0.065～0.135
凸轮与凸轮套间的径向间隙/mm	0.065～0.135

图 4－6－218(a)所示的径向单排滑块－凸轮式差速器的尺寸，可根据所传递的最大转矩按 4－6－51 预选。

表 4－6－51　径向单排滑块－凸轮式差速器尺寸的预选

最大传递转矩/N·m	1568	2450	2940	4900	6860	11760
凸轮套外径 d*/mm	95	112	130	154	180	210
凸轮套宽度 6*/mm	34	38	43	48	57	90
预计称重/N	392	588	882	1372	1862	245

* 见图 4－6－218(a)。

(五)蜗轮式高摩擦差速器及其新型结构——托森(Torsen)差速器

蜗轮式高摩擦差速器主要用于在各种道路条件下和无路地区行驶的大吨位载货汽车、越野汽车和特种牵引汽车。由于其锁紧系数大，因此在附着系数变化剧烈的复杂道路条件下，能得到较好的防止车轮滑转的效果。

蜗轮式高摩擦差速器有行星轮式和非行星轮式两种结构型式，图 4－6－221 是带有 3 个

行星轮的结构图。图 4－6－222、图 4－6－223 是带有 4 个行星轮的结构图，它们的结构原理是一样的；图 4－6－224 是非行星轮式蜗轮差速器的结构简图。

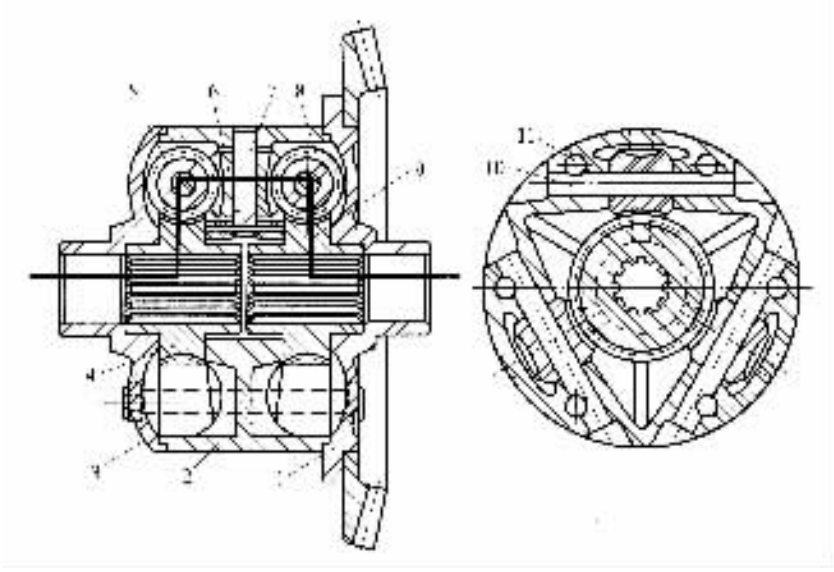


图 4－6－221 带有 3 个行星蜗轮的蜗轮式高摩擦差速器

1－右盖；2－壳；3－左盖；4，9－半轴蜗轮；5，8－蜗杆；

6－行星蜗轮；7－行星蜗轮轴；10－蜗杆轴；11－差速器壳紧固螺栓

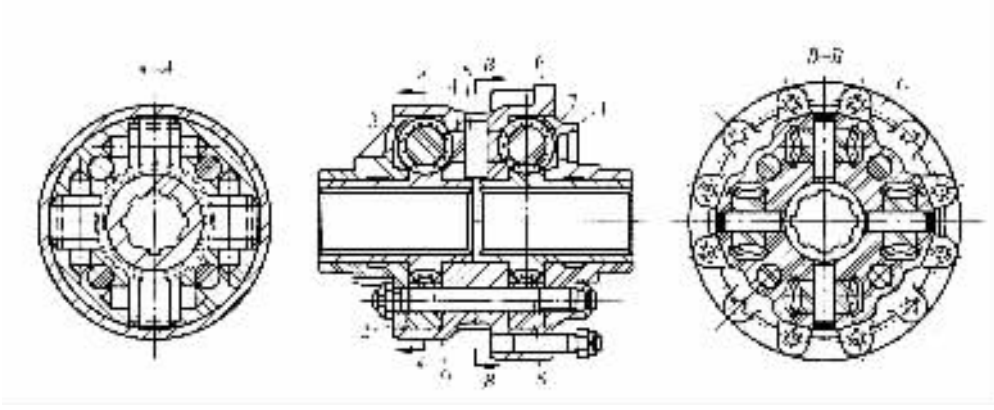


图 4－6－222 带有 4 个行星蜗轮的蜗轮式高摩擦差速器

1，2－盖；3，7－蜗杆；4－行星蜗轮；5－行星蜗轮轴；6－壳；8，9－半轴蜗轮

如图 4－6－221 所示，差速器外壳由壳 2、左盖 3 及右盖 1 等三部分组成。两个作为半轴轮 4、9 的涡轮置于差速器壳 2 之内，并分别与 3 个蜗杆 5 或 8 相啮合，构成 6 对蜗杆－蜗轮副。而蜗杆 5 或 8 的轴 10 则沿差速器壳圆形断面的 3 个等长弦安置。另外，左右两组蜗杆 5、8 之间又有 3 个小的蜗轮作为行星轮 6，每个行星蜗轮 6 同时与其左右各 1 个蜗杆 5、8 相啮合。行星蜗轮轴 7 径向地安置在差速器壳 2 的中部。当汽车在平坦的硬路面上直行时，转矩通过差速器壳 2、行星蜗轮 6、蜗杆 5 及 8 传到左、右半轴蜗轮 4 和 9 上，它们像一个整体似的一起转动而不起差速作用。当汽车转弯或一个驱动芋轮开始滑转而使左、右驱动车轮有转速差时，差速

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

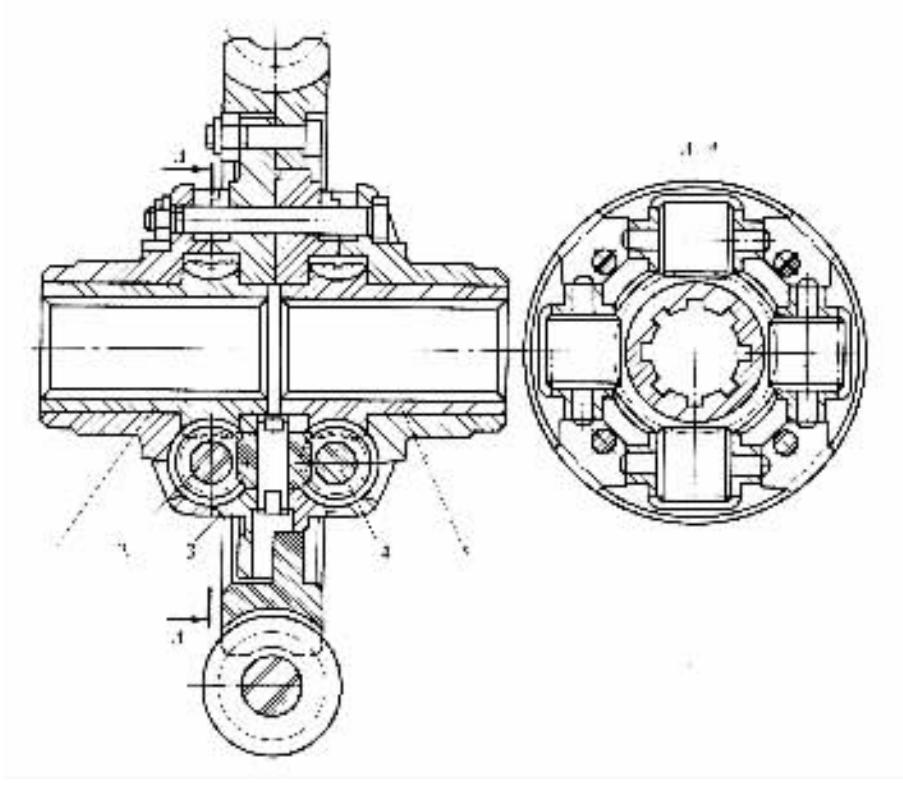


图 4－6－223　带有 4 个行星蜗轮的蜗轮式高摩擦差速器

1,5－半轴蜗轮；2,4－蜗杆；3－行星蜗轮

器起差速作用。这时它必须克服几个蜗杆－蜗轮副中的摩擦阻力所造成的较大内摩擦力矩，并按式(4－6－96)、式(4－6－97)重新分配左、右半轴的转矩，并使慢转半轴的转矩增大，因而使慢转驱动车轮的驱动力矩增大。其工作原理和普通的圆锥行星齿轮差速器类似。在设计蜗轮式差速器时，可用选择蜗杆螺旋角的方法，来得到所需要的差速器内摩擦数值，以获得所要求的转矩在两个半轴间的不等分配。

带有 4 个行星蜗轮的蜗轮式高摩擦差速器的结构如图 4－6－222、图 4－6－223 所示，4 个行星蜗轮分别与其左、右侧的 4 个蜗杆相啮合，而后者又分别与左、右侧的半轴蜗轮相啮合，构成具有 16 对啮合副的行星轮系统。差速器各构件之间的工作关系与前述带有 3 个行星蜗轮的蜗轮式差速器类似。

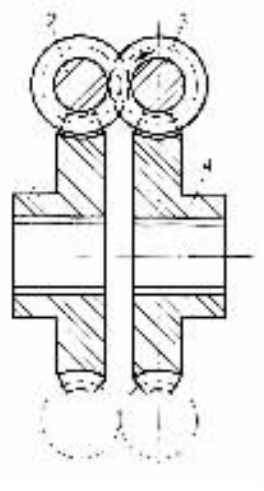


图 4－6－224　不带行星蜗轮的蜗轮式差速器的结构简图

1,4－半轴轮；2,3－蜗杆

蜗轮式差速器的效率轴指的是当差速器壳不转并以一个半轴驱动另一个半轴时的传动效率，如图 4－6－221 所示的沿箭头方向传递动力时的情况。

蜗轮式差速器的效率 η_D 为各蜗杆一蜗轮副传动效率的乘积。例如对图 4－6－223 所示结构，则有

$$\eta_D = \eta_{1,2}\eta_{2,3}\eta_{3,4}\eta_{4,5} \tag{4-6-123}$$

式中：$\eta_{1,2}$，$\eta_{3,4}$——相应蜗杆－蜗轮副的反向传动效率，即由蜗轮 1 向蜗杆 2、由蜗轮 3 向蜗杆 4（见图 4－6－223）的传动效率：

$$\eta_{1,2}=\eta_{3,4}=\frac{\tan(\beta-\rho)}{\tan\beta} \tag{4-6-124}$$

$\eta_{2,3}$，$\eta_{4,5}$——相应蜗杆－蜗轮副的正向传动效率，即由蜗杆向蜗轮的传动效率：

$$\eta_{2,3}=\eta_{4,5}=\frac{\tan\beta}{\tan(\beta+\rho)} \tag{4-6-125}$$

β——蜗杆节圆柱上螺旋线的升角；

ρ——蜗杆蜗轮啮合面上的摩擦角，可近似地取 $\rho=\arctan f$，式中 f 为蜗杆－蜗轮副啮合过程中的滑动摩擦系数。

将式（4－6－124）、式（4－6－125）代入式（4－6－123），得

$$\eta_D=\frac{\tan^2(\beta-\rho)}{\tan^2(\beta+\rho)} \tag{4-6-126}$$

而蜗轮式差速器的锁紧系数为

$$K=\frac{T_2}{T_1}=\frac{1}{\eta_D}=\frac{\tan^2(\beta+\rho)}{\tan^2(\beta-\rho)} \tag{4-6-127}$$

$$K'=\frac{T_2-T_1}{T_2+T_1}=\frac{(1-\eta_D)}{(1+\eta_D)} \tag{4-6-128}$$

蜗轮式差速器的特点是具有较大的锁紧系数 K，其锁紧系数 K 值可高达 6～9；K' 值约为 0.4～0.8。锁紧系数的大小主要取决于蜗杆节圆柱上的螺旋线升角 β，这个角不宜太小，以保证蜗轮传动的可逆性。行星轮式蜗轮差速器比非行星轮式蜗轮差速器有较大的锁紧系数和较多的优越性。蜗轮式差速器在使用中可以自动、及时地锁紧，而且工作得十分平滑，无脉动和冲击，结构也很紧凑。此外，其锁紧系数实际上与它的零件的磨损无关，这也是它的一个优点。其缺点是结构复杂，对制造精度及材料的要求高。由于锁紧系数大，在汽车行驶过程中车轮的转矩分配变化较大，故作用在半轴上的载荷有时很大，需要增强其结构。由于同一原因，汽车转向操纵的灵活性也稍有降低。

莫斯科利哈乔夫汽车制造厂（ЗИЛ）在制造蜗轮式差速器时曾采用优质低碳铬镍合金钢（12Cr2Ni4A）作为蜗杆－蜗轮传动副及蜗杆轴、行星轮轴的材料，并经渗碳淬火，渗碳层深 0.8～1.2mm，表面硬度为 58～62HRC，心部硬度为 30～42HRC。其主要设计参数如表 4－6－52 所示。

表 4－6－52 “ЗИЛ”制造的蜗轮式差速器的主要设计参数

项　　目	半轴轮	行星轮
蜗轮（蜗杆）数目	2	6
法向模数/mm	3.75	3.75
齿数	12	9
分度圆直径/mm	90	38.97
分度圆柱上的螺旋角（相对于蜗轮轴）	60°	30°
螺旋方向	左旋	

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

（续）

项　　目	半轴轮	行星轮
螺旋线节距/mm	163.242	212.05
齿顶高/mm	3	3
齿全高/mm	7.125	7.125
分度圆柱上法向理论弧齿厚/mn	5.89	5.89
分度圆柱上法向弦齿厚/mm	5.89	5.877
齿顶至分度圆柱法向弦之间的高度/mm	3.026	3.167
外径/mm	88.5	44.97
中心距/mm		
半轴轮与蜗杆间	60.735	
行星轮与蜗杆间	38.97	
驱动桥上载荷/N	36260	
半轴的计算半径/mm	39	

注 半轴轮的参数指计算断面内的。

图 4－6－225 为托森(Torsen)差速器的结构图，它是蜗轮式差速器的另一种结构型式，是一种新型蜗轮式差速机构，在四轮驱动轿车上作为轴间差速器已得到了日益广泛的应用，德国 Audi 80 和 Audi 90(Audi Quattro)型四轮驱动轿车的轴间差速器(图 4－6－225、图 4－6－226)就是采用了这种结构。也有用它作后驱动桥轮间差速器(图 4－6－227)的，例如 Audi V8 和丰田 Celiea Gt－Four 轿车等。但由于这种差速器在转速、转矩差较大时有自动锁止作用，故通常不用作转向驱动桥的轮间差速器。

如图 4－6－225 所示，托森轴间差速器的驱动转矩是由空心驱动轴 2 经花键联接传给差速器壳 3 的，而空心驱动轴 2 同时又是变速器的空心输出轴即第二轴，如图 4－6－226 所示。发动机输出的转矩经离合器、变速器及其空心输出轴传给托森轴间差速器，再由托森轴间差速器的前蜗杆轴通过变速器的空心输出轴传给前驱动桥及由后蜗杆轴传向后驱动桥(见图 4－6－225、图 4－6－226)。

托森轮间差速器(图 4－6－227)与托森轴间差速器的区别仅在于前者的输入转矩是经主减速器从动齿轮直接传给差速器壳，而不需要托森轴间差速器所具有的空心驱动轴，除此之外，其他结构则完全一致。

如图 4－6－227 所示，托森轮间差速器由差速器壳、左半轴蜗杆、右半轴蜗杆、蜗轮－齿轮轴(6 个)、蜗轮(6 个)和直齿圆柱齿轮(12 个)等组成。蜗轮－齿轮轴的中间有 1 个蜗轮，其两侧各有 1 个尺寸完全相同的直齿圆柱齿轮，而蜗轮－齿轮轴则安装在差速器壳上。其中 3 个蜗轮与左半轴蜗杆相啮合，另 3 个蜗轮与右半轴蜗杆相啮合。而与左、右半轴蜗杆相啮合的左、右成对的蜗轮彼此之间则通过其两侧相互啮合的圆柱齿轮副发生联系。

差速器壳与主减速器从动齿轮相联，是差速器的输入元件。差速器壳又带动蜗轮－齿轮轴及蜗轮绕半轴蜗杆转动。当汽车转向时，通过成对蜗轮两侧相互啮合的直齿圆柱齿轮的相对转动，使一侧半轴蜗杆的转速加快，另一侧半轴蜗杆的转速减慢，实现差速作用。

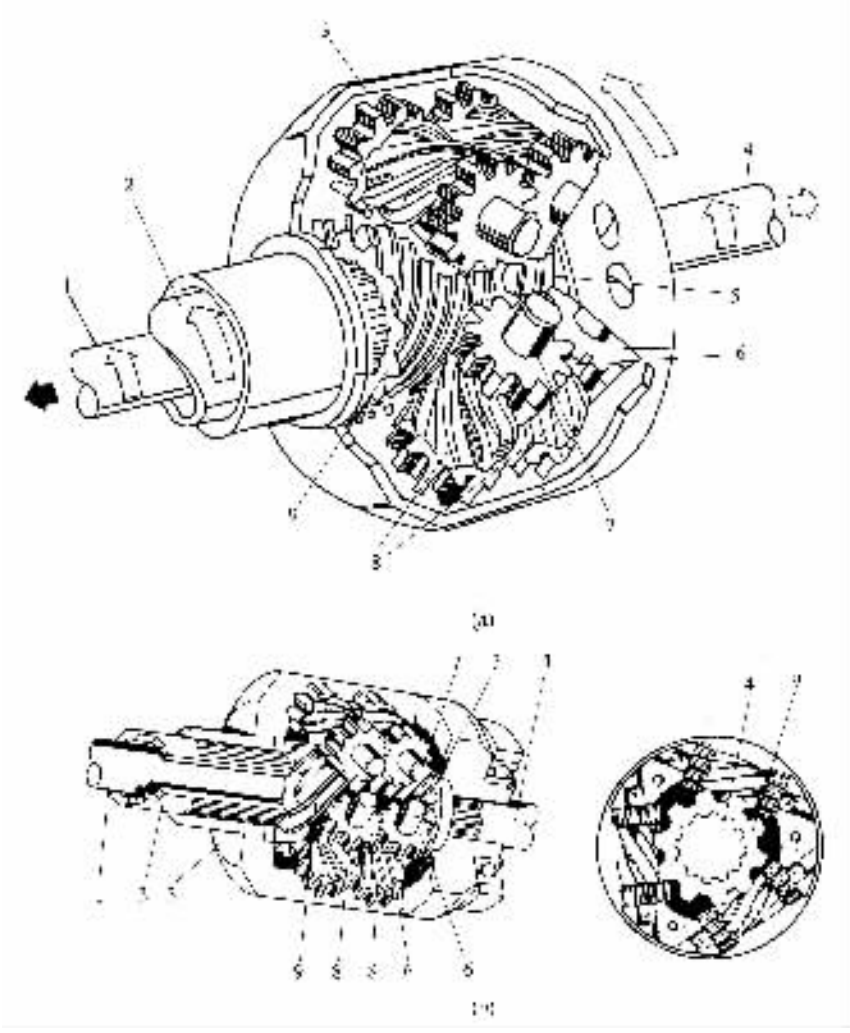


图 4－6－225 托森(Torsen)轴间差速器的结构图

1－差速器前蜗杆轴；2－空心驱动轴；3－差速器壳；4－差速器后蜗杆轴；
5－后蜗杆；6－直齿圆柱齿轮；7－蜗轮及齿轮轴；8－蜗轮；9－前蜗杆

托森差速器的工作原理可进一步作如下说明：

当汽车作直线行驶、两半轴无转速差时，如图 4－6－228(a)所示，左半轴蜗杆转速 n_1 与右半轴蜗杆转速 n_2 相等且等于差速器壳转速 n_0，即 $n_1 = n_2 = n_0$ 此时蜗轮与蜗杆之间、两相啮合的直齿圆柱齿轮之间均无相对转动，差速器、左、右半轴犹如一个整体一起转动，且差速器壳上的转矩 T_0 平均分配给左、右半轴，即 $T_1 = T_2 = \frac{T_0}{2}$；$T_1 + T_2 = T_0$。

当汽车转向行驶或某一驱动车轮滑转使左、右半轴蜗杆转速不等或左、右驱动车轮产生转速差时，如图 4－6－228(b)所示。设 $n_1 > n_2$，则有 $n_1 > n_0 > n_2$ 的转速关系。这时成对蜗轮两侧相互啮合的直齿圆柱齿轮产生相对转动，设转速为%，且左侧齿轮的旋转方向与左侧的蜗轮与蜗杆加快旋转相符合，而右侧齿轮相反的旋转方向则与右侧蜗轮与蜗杆减慢旋转相符合。即左、右两半轴蜗杆的转速差是通过成对蜗轮两侧相互啮合的圆柱齿轮的相对转动来实现的。由上述分析可知，快转的左半轴蜗杆使左侧的蜗轮及齿轮转动，右侧的齿轮亦随之被迫转动，

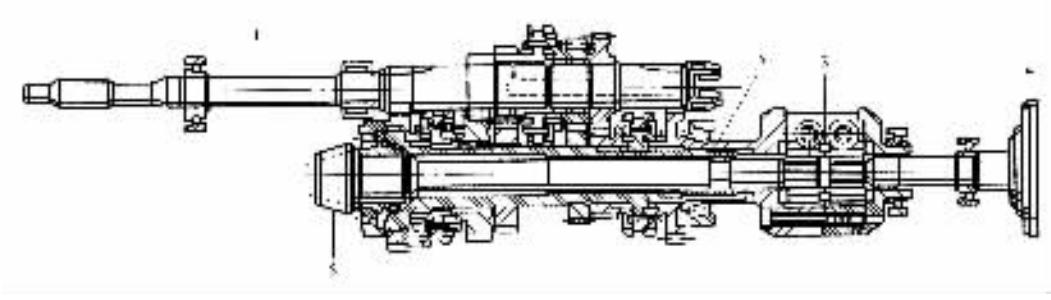


图 4－6－226　德国 Audi Quattro 型四轮驱动轿车的轴间托森差速器及其在传动系的位置

1－变速器输入轴；2－变速器空心输出轴及轴间差速器的空心驱动轴；3－托森轴间差速器；4－轴间差速器后蜗杆轴凸缘盘；5－轴间差速器前蜗杆轴及主减速器主动齿轮

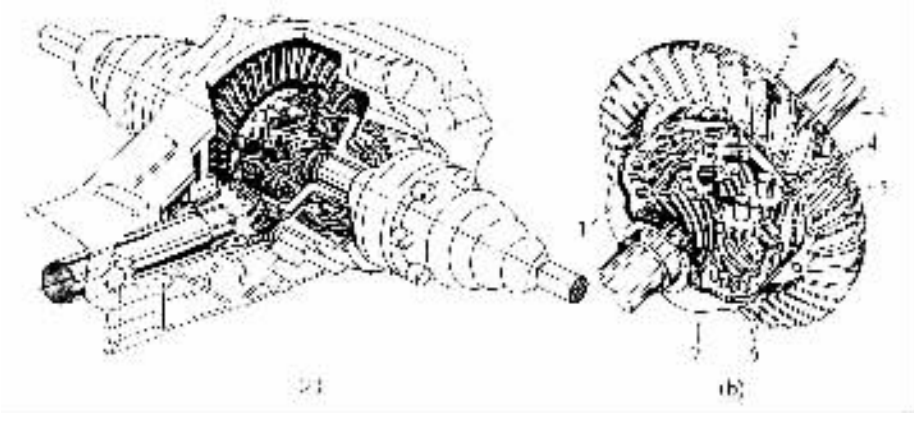


图 4－6－227　德国 Audi V8 轿车后驱动桥采用的托森轮间差速器

(a) Audi V8 轿车带有托森差速器的后驱动桥；(b) 托森差速器

1－差速器壳；2－蜗轮－齿轮轴；3－半轴；4－直齿圆柱齿轮；

5－主减速器从动齿轮；6－蜗轮；7－半轴蜗杆

并迫使右侧的蜗轮带动右半轴蜗杆转动，由于齿面间有很大的摩擦力，限制了右侧齿轮转速的增加，阻止了左侧齿轮及左半轴蜗杆转速的增加。因此，托森差速器仅当左右两半轴蜗杆转速差不大时才能差速。

托森差速器在差速时是利用蜗轮－蜗杆传动副的高内摩擦力矩 T_f 进行转矩再分配的。设左半轴蜗杆转速 n_1 大于右半轴蜗杆转速 n_2，如图 4－6－228(b) 所示。由于 $n_1 > n_0 > n_2$，使得左半轴蜗杆推动左侧 3 个蜗轮产生自转，因此该蜗杆受到蜗轮给予的摩擦阻力矩应与蜗杆的转矩方向相反；而右半轴蜗杆则受到右侧 3 个具有自转运动的蜗轮的推动，因此该蜗杆受到右侧 3 个蜗轮给予的摩擦力矩应与该蜗杆的转矩方向一致。即由于内摩擦力矩的存在，使快转的左半轴蜗杆的转矩 T_1 减小，慢转的右半轴蜗杆的转矩 T_2 增大，转矩分配为

$$T_1 = T_0 - T_f$$

$$T_2 = T_0 + T_f$$

式中：T_0——差速器壳上的转矩；

T_f——内摩擦力矩。

当 $n_2 = 0$，即右半轴蜗杆不转，而左半轴蜗杆空转时，由于右侧 3 个蜗轮与该侧蜗杆之间

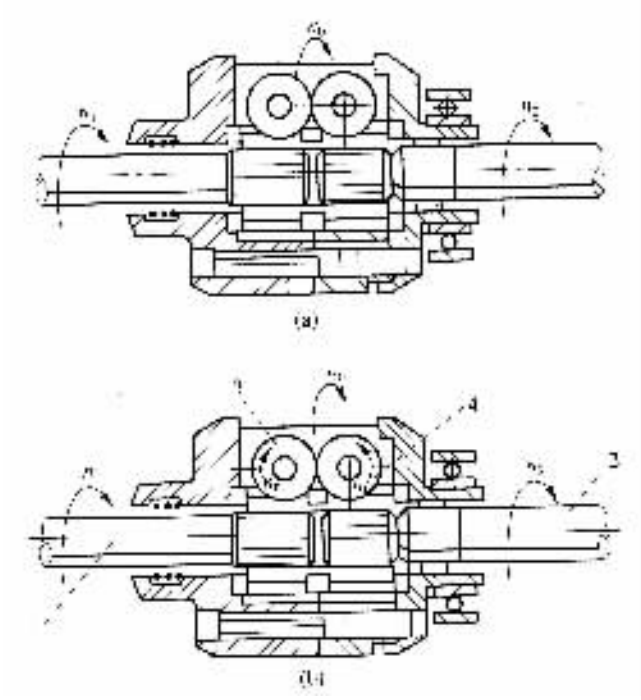


图 4－6－228 托森差速器的工作原理图

(a) $n_1 = n_2 = n_0$；(b) $n_1 > n_0 > n_2$

1－左半轴蜗杆；2－右半轴蜗杆；

3－左蜗轮－齿轮轴上的圆柱齿轮；4－右蜗轮－齿轮轴上的圆柱齿轮

的摩擦力矩 T_f 过大，而使 T_0 全部分配到右半轴蜗杆上，此时相当于差速器锁住，即无差速作用。

关于托森差速器的效率，如果忽略直齿圆柱齿轮副与蜗杆－蜗轮副相比较时的不大的传动损失，则按式(4－6－125)及式(4－6－124)求得具有蜗杆－蜗轮副正向和反向传动的托森差速器的效率为

$$\eta_D = \frac{\tan\beta}{\tan(\beta+\rho)}\frac{\tan(\beta-\rho)}{\tan\beta} = \frac{\tan(\beta-\rho)}{\tan(\beta+\rho)} \tag{4-6-129}$$

托森差速器的锁紧系数 K 和 K' 可根据式(4－6－129)和式(4－6－104)、式(4－6－128)分别求得：

$$K = \frac{1}{\eta_D} = \frac{\tan(\beta+\rho)}{\tan(\beta-\rho)} \tag{4-6-130}$$

$$K' = \frac{(1-\eta_D)}{(1+\eta_D)} = \frac{\tan(\beta+\rho)-\tan(\beta-\rho)}{\tan(\beta+\rho)+\tan(\beta-\rho)} \tag{4-6-131}$$

式中：β——蜗杆节圆柱上螺旋线的升角；

ρ——蜗杆蜗轮啮合面上的摩擦角。

当 $\beta = \rho$ 时，$K \to \infty$，差速器自锁。一般 K 可达 5.5～9，K' 可达 0.7～0.8。选取不同的 p 值可得到不同的 K 值，使驱动力既可来自蜗杆，又可来自蜗轮。为减少磨损，提高使用寿命，可将 K 值降至 3～3.5，这样即使一侧驱动车轮的附着条件很差，仍可利用另一侧附着力大的驱动车轮产生足以克服行驶阻力的驱动力。

www.bzfxw.com 免费下载

（六）带有常作用式摩擦元件的圆锥行星齿轮差速器

前述各种高摩擦差速器有一个共同的特点及优点，即其摩擦力矩随着差速器所传递的载荷的加大而增大，但这里所介绍的带有常作用式摩擦元件的圆锥齿轮差速器则不然。这种差速器的特点在于：在普通圆锥行星齿轮差速器的结构中增设常作用式摩擦元件，使差速器具有一个大小一定且始终在起作用的摩擦力矩，后者使慢转车轮甚至在快转（滑转）车轮驱动力矩为零的情况下仍然具有一定的驱动力矩，这就提高了汽车的防滑能力，但也导致了左、右半轴相对转动的困难（需要克服该摩擦力矩）。这类差速器的结构情况如图 4－6－229 图 4－6－231 所示。

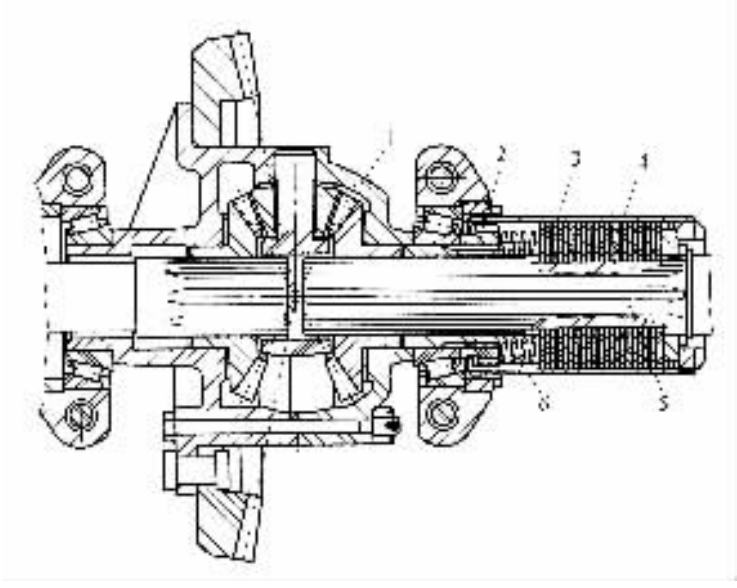


图 4－6－229　美国 Timken 型带有摩擦式接合装置的差速器

1－差速器右壳；2－联接环；3－摩擦片；4－套筒；5－右半轴；6－压簧

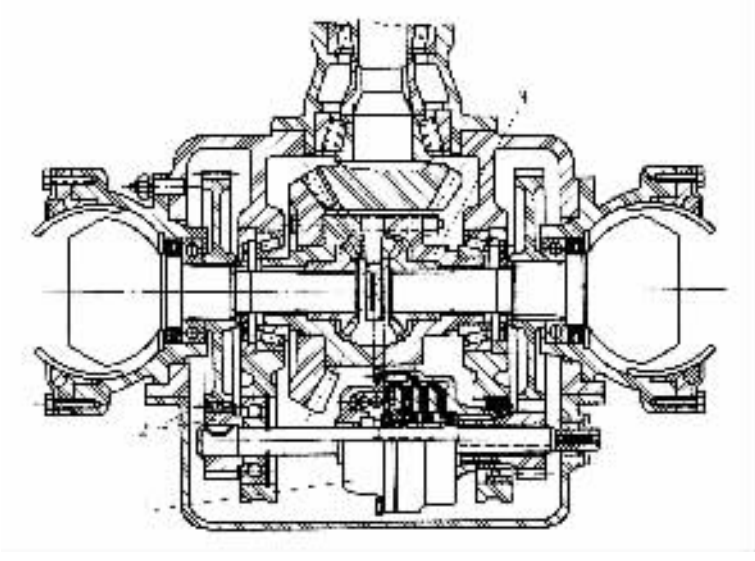


图 4－6－230　带有加大传动比的摩擦式接合装置的圆锥行星齿轮差速器

1－摩擦式接合装置；2－齿轮传动；3－普通圆锥行星齿轮差速器

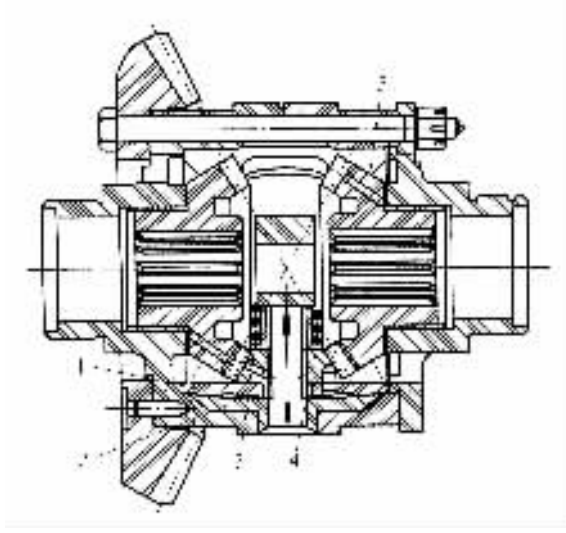


图 4－6－231 行星齿轮加装压簧及增摩的球面凸缘的圆锥行星齿轮差速器

1－行星齿轮摩擦垫(球面凸缘)；2－差速器壳上安装的可拆式垫片；

3－行星齿轮压簧；4－行星齿轮；5－半轴齿轮

图 4－6－229 是美国 Timken 公司生产的带有摩擦式接合装置的圆锥行星齿轮差速器的结构图。如图 4－6－229 所示，摩擦式接合装置犹如差速锁，将 1 个半轴 5 与差速器壳 1 相联接。但与差速锁的刚性联接不同，此处是通过摩擦式接合装置的 1 组被弹簧 6 所压紧的摩擦片 3 之间的摩擦联接。因此只要克服由摩擦式接合装置所造成的具有一定大小的摩擦力矩 T'_f，半轴与差速器壳之间或左、右半轴之间就会有相对转动(差速)产生。

在图 4－6－229 的结构中，压紧弹簧 6 共有 12 个，而它们所压紧的该组摩擦片是由钢片和青铜片相间排列组成的。钢片以其内花键孔与半轴花键齿相配，而青铜片则以其外缘上的键齿与套筒 4 内的键槽相配。套筒 4 与差速器右壳 1 之间又由具有内外花键的联接环 2 相联接。

当汽车在平坦路面上直行即左、右驱动车轮的转速相同时，摩擦式接合装置的摩擦片之间没有相对转动，这时整个差速器以及接合装置作为一个整体而转动。但当一个驱动车轮由于与地面的附着不良而滑转时，摩擦式接合装置的摩擦片之间相对转动，产生了摩擦力矩 T'_f，使得另一驱动车轮(慢转轮)的转矩 T_2 比滑转(快转)车轮上的转矩 T_1 大一个数值，该值除了圆锥行星齿轮差速器本身所产生的内摩擦力矩 T_f(见式(4－6－100)外，还包括 T'_f。即慢转车轮上的转矩为

$$T_2 = T_1 + T_f + T'_f$$

由于 $T_f \ll T'_f$，故 T_f 可略去不计，则带有直接装在差速器壳与半轴之间的摩擦式接合装置的圆锥行星齿轮差速器(见图 4－6－229)时，慢转驱动车轮上的转矩为

$$T_2 = T_1 + T'_f \tag{4-6-132}$$

式中：T_1——快转(滑转)驱动车轮上的转矩；

T'_f——摩擦式接合装置所产生的摩擦力矩。

改变摩擦式接合装置压簧的压力，可改变摩擦力矩 T'_f 的大小，从而改变转矩在转速不同的左、右驱动车轮之间的分配，以得到预计的差速器锁紧系数。

机械动力网 www.jixiedl.com 免费下载

图 4－6－230、图 4－6－231 是白俄罗斯明斯克汽车制造厂（MA3）试制的带有常作用式摩擦元件的圆锥行星齿轮差速器，它们的工作原理与图 4－6－229 类似。

如图 4－6－230 所示的结构，在普通圆锥行星齿轮差速器 3 与摩擦片接合装置 1 之间装有齿轮传动，以加大接合装置所产生的摩擦力矩对差速器的影响效果。即在这种结构中，快转驱动车轮上的转矩 T_1 与慢转驱动车轮上的转矩 T_2 有如下关系：

$$T_2 = T_1 + 2i_n T'_f \tag{4-6-133}$$

式中：i_n——差速器与摩擦式接合装置间的齿轮传动比。

在这种结构中，如式（4－6－133）所示，由于齿轮传动能将摩擦式接合装置所产生的摩擦力矩 Z 对差速器转矩分配的影响增大，因此当差速器锁紧系数相同时，其摩擦式接合装置本身的尺寸要比前一种结构（图 4－6－229）的小些。其横向轮廓尺寸可小 $2i_n$ 倍。这对于缩小驱动桥的轮廓尺寸很有好处。这种结构的缺点是使结构复杂，制造成本提高。

图 4－6－231 所示的带有，常作用式摩擦元件的圆锥行星齿轮差速器是在图 4－6－209 结构的基础上增设行星齿轮压簧而成。该结构中，除了存在与图 4－6－209 结构所产生的原因相同、与差速器传递载荷的大小有关的摩擦力矩外，还产生一种与差速器传递载荷的大小无关的摩擦力矩，前一种摩擦力矩由齿轮轴向力及行星齿轮加大的摩擦表面（球面凸缘）所形成；后一种摩擦力矩则由压簧 3 对行星齿轮 4 及其摩擦元件 1、2 附加的轴向推压所产生，是与压簧的轴向推力有关的具有一定大小的摩擦力矩。实验表明，前一种摩擦力矩可使差速器重新分配左、右半轴转矩的能力提高约 8%～12%，而后一种则可提高 10%～15%（当 $T_1 = 392\text{N}\cdot\text{m}$ 时）。

图 4－6－231 所示的结构，左、右半轴转矩是按下式关系进行重新分配的：

$$T_2 = T_1 + i_d T'_f \tag{4-6-134}$$

式中：i_d——半轴齿轮与行星齿轮的传动比；

T'_f——摩擦力矩，为上述两种摩擦力矩之和，但通常主要取决于压簧的压紧力。

由式（4－6－132）～式（4－6－134）可见，图 4－6－229～图 4－6－231 所示的带有常作用式摩擦元件的圆锥齿轮差速器，快转半轴与慢转半轴的转矩 T_1 和 T_2 之间仍为线性关系。然而由于常作用式摩擦元件的存在，使该三式右边都有一个具有一定值的摩擦力矩的常数项，因此上述线性关系并不通过坐标原点，而是通过纵轴（T_2）上高出零点有一段距离的某一点（见图 4－6－232）。

由式（4－6－132）～式（4－6－134）亦可知，上述带有常作用式摩擦元件的圆锥行星齿轮差速器的锁紧系数的一般表达式为

$$K = \frac{T_2}{T_1} = \frac{T_1 + a}{T_1} \tag{4-6-135}$$

式中：a——由带有常作用式摩擦元件差速器的结构型式所决定的常数。

由式（4－6－135）可知，这类差速器的锁紧系数 K 与 T_1 呈曲线关系，这与前述几种高摩擦差速器呈线性关系是不一样的。另外，在半轴转矩较小的情况下，摩擦式接合装置对半轴转矩重新分配有更明显的影响。差速器的效率 η_D（见式（4－6－104））及传动效率 η_{DT}（见式（4－6－106））也和锁紧系数 K 一样是变化的。

带有常作用式摩擦元件的圆锥行星齿轮差速器有如下严重缺点。

①差速器锁紧系数 K 的增大受到驱动桥轮廓尺寸的限制，已有的这类差速器的锁紧系数 K 多数不大于 1.5，要想继续增大 K 值，则会引起摩擦式接合装置的尺寸增大，不能与驱动桥

的尺寸相适应，也会使驱动桥不适当地加重。

②在各种行驶条件下，在左、右半轴之间始终存在一个大小一定的摩擦力矩，因此使差速器对行驶条件的适应性不够理想。汽车在良好的路面上行驶时，差速器的摩擦力矩显得过大，使其工作不够柔和，犹如左、右半轴之间为刚性联接；而在坏路面上，当一个驱动车轮滑转时，又显得差速器的摩擦力矩不足，锁紧系数过低。因此，带有摩擦式接合装置的圆锥齿轮差速器（如 Timkeri 型的）虽在某些美国、德国、捷克的载货汽车上有所采用，但没有得到进一步推广。

图 4－6－232 给出了上述各种不同结构型式的高摩擦差速器半轴转矩的重新分配特性。由该图及前面所介绍的高摩擦差速器的半轴转矩重新分配特性可以得出以下结论：

①对锁紧系数仅取决于差速器机构本身内摩擦的高摩擦差速器（如：带有不是常作用式摩擦元件的圆锥行星齿轮差速器，滑块－凸轮式、蜗轮式高摩擦差速器等）来说，导致半轴转矩重新分配的内摩擦力矩随着差速器传递转矩的加大而加大，左、右半轴转矩的重新分配特性由式（4－6－104）决定，即

$$T_2 = \frac{T_1}{\eta_D}$$

这类差速器的特点在于随着快转（滑转）车轮转矩 T_1 的减小，慢转车轮上的转矩 T_2 亦成比例地减小；当 $T_1 = 0$ 时，T_2 亦等于零。故这类差速器当转矩在左、右半轴间重新分配时，T_2 与 T_1 呈线性关系，并且其特性线通过坐标原点（见图 4－6－232）。

②对带有常作用式摩擦元件的圆锥行星齿轮差速器来说，导致半轴转矩重新分配的摩擦力矩产生于常作用式摩擦元件或摩擦式接合器，其值与差速器传递载荷无关，为定值。左、右半轴转矩的重新分配特性是由式（4－6－135）决定的，即

$$T_2 = T_1 + a$$

这类差速器的特点在于 T_2 虽然也随着 T_1 的减小而减小，但当 $T_1 = 0$ 时，$T_2 = a \neq 0$，a 由常作用摩擦元件或摩擦式接合装置的摩擦力矩及其对半轴转矩的影响程度所决定。故这类差速器的左、右半轴转矩的重新分配特性虽然也是线性的，但其特性线并不通过坐标原点，而是由纵坐标（T_2）上距坐标原点为 a 的一点开始（见图 4－6－232）。锁紧系数 $K = \frac{T_2}{T_1} = \frac{T_1 + a}{T_1}$ 为随 T_1 变化的变量。

（七）滚柱式自由轮差速器与牙嵌式自由轮差速器

自由轮机构也可以用到汽车驱动桥上，作为两个驱动车轮之间或两个驱动桥之间的自锁式差速器使用。

从 20 世纪 30 年代末期，美国及随后的其他国家就开始将各种类型的自由轮机构作为自锁式差速器用到汽车上。由于其结构的不断完善及具有无穷大的锁紧系数 K 值的这一特点，自由轮差速器现在已作为自锁式差速器的一种主要型式，常常被一些高通过性汽车所采纳。

自由轮式差速器与高摩擦式差速器的主要区别在于，它不能像高摩擦式差速器那样根据左、右驱动车轮与地面的附着情况或附着力矩，精确地、按比例地将转矩分配给左、右半轴，而是根据左、右车轮的转速差进行工作。即自由轮式差速器使左、右半轴转矩互无影响，而高摩擦式差速器的左、右半轴转矩是相互有关的。当采用自由轮式差速器时，每一个驱动车轮的牵引力可以在它与道路的附着力变化范围内变化，即从 $\frac{G_2}{2}\varphi_{min}$ 到 $\frac{G_2}{2}\varphi_{max}$。

当汽车转弯时，自由轮式差速器自动地将快转驱动车轮的半轴与差速器分开，并将全部转

机械学习网 www.jixie.com 免费下载

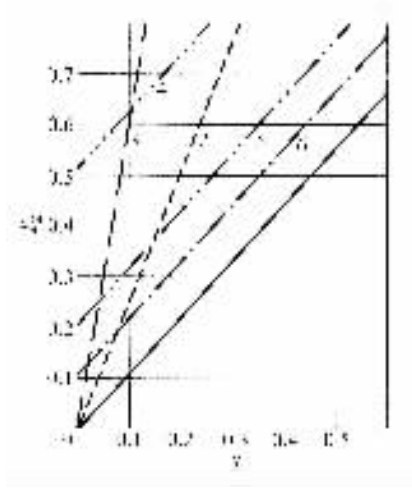


图 4－6－232　不同结构型式的高摩擦差速器半轴转矩的重新分配特性

1－白俄罗斯 MA3 厂的行星齿轮带有球面凸缘的圆锥齿轮差速器；2－MAK 公司的双排滑块－凸轮式差速器；3－蜗轮式高摩擦差速器；4－美国 Timken 公司的带有摩擦式接合装置的圆锥齿轮差速器；5－MA3 厂的行星齿轮加装压簧及球面凸缘的圆锥齿轮差速器；6－摩擦式接合装置与左、右半轴之间加装齿轮传动的圆锥齿轮差速器

矩都传给慢转驱动车轮，以保证左、右驱动车轮按汽车运动学的要求正常滚动而无滑动或滑转。

根据结构的不同，自由轮式差速器又可分为滚柱式和牙嵌式两种。由于滚珠式自由轮机构用于汽车的动力传动时，其接触应力太大而未被汽车差速器所采用。滚柱式自由轮机构用作传递较大转矩的载货汽车差速器时，也会引起较大的接触应力，很难保证足够的使用寿命，因此仅用作传递载荷不大的某些高通过性轿车和小吨位载货汽车的轮间差速器或某些越野汽车的轴间差速器。牙嵌式自由轮差速器经过长期不断地改进，现已具备良好的使用性能，特别是美国底特律市 Automotive Products 公司的 Non－Spin 型牙嵌式自由轮差速器，由于具有工作可靠、使用寿命长、锁紧系数不受零件磨损的影响、工作时无声、在差速器正常工作时半轴转矩变化平稳、制造也不困难及可与普通圆锥行星齿轮差速器互换等一系列优点，已成为自由轮差速器的现代推广型。广泛应用于军用越野汽车、牵引汽车，农用、林区用牵引汽车和载货汽车，矿用自卸汽车，油田和大型建设工地用的载货汽车，工程抢险汽车，消防、扫雪、筑路用的汽车等各种汽车的驱动桥上。现代汽车许多牙嵌式自由轮差速器都是与 Non Spin 型差速器相类似。

下面分别介绍滚柱式和牙嵌式自由轮差速器的结构。

1. 滚柱式自由轮差速器

图 4－6－233 为滚柱式自由轮差速器的结构简图。差速器壳 1 为自由轮机构的驱动部分，在其内表面为安装滚柱 2 做有弧形浅槽。壳 1 内中心位置有两个花键套 6，它们分别与左、右半轴 3 相联接。在花键套 6 与差速器壳 1 之间的两个保持架上分别装着左、右排滚柱 2。滚柱 2 以花键套 6 的外圆柱面定心。

当汽车直行时，两排滚柱将壳 1 及花键套 6 楔住并将它们联成一体。差速器壳上的转矩经滚柱传递给左、右花键套进而传递给左、右半轴。传给半轴的转矩与该侧车轮与地面的附着情况无关。当汽车转弯时，外侧车轮以及该侧的花键套转得比差速器壳要快。这就使得快转

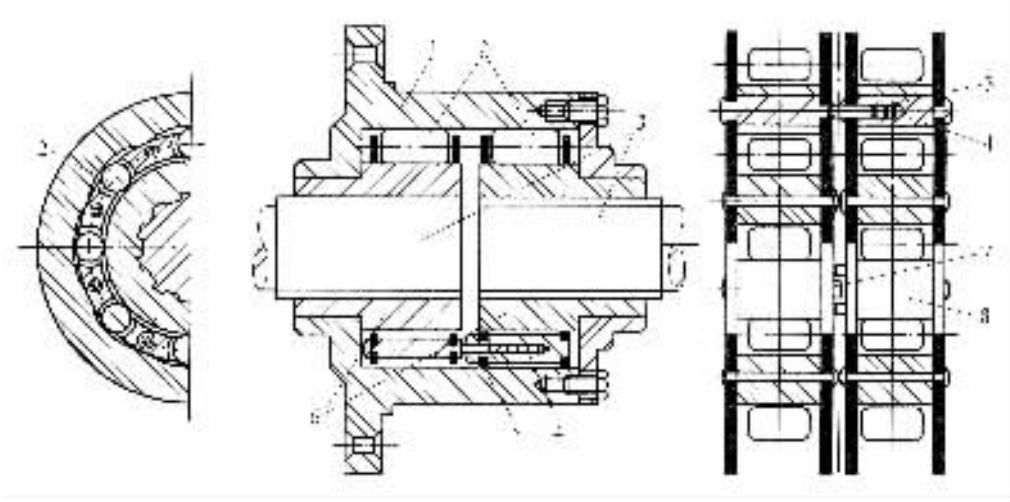


图 4－6－233 滚柱式自由轮差速器的结构简图

1－差速器壳；2－滚柱；3－半轴；4－弹簧；

5－定位销；6－花键套；7－限位块；8－保持架支柱

车轮一侧半轴的花键套与该侧各滚柱松开并脱离差速器壳，切断来自差速器壳的动力传递，保证了汽车转弯时左、右驱动车轮的差速要求，使左、右驱动车轮按运动学的要求进行滚动而无滑动和滑转。

在汽车转弯时，为了防止比差速器壳转得更快的外侧车轮的半轴花键套将该侧滚柱过多地往前带动而与壳在弧形浅槽的前部楔住，在两排滚柱的保持架之间设有限位块 7，以限制两个保持架的相对转动量。如图 4－6－233 所示，限位块 7 与其对应槽可分别做在两个保持架的一对对应支柱 8 的端面上。精确选择限位块与其对应槽之间的总间隙或两个保持架的相对转动量，就可保证慢转车轮一侧的自由轮机构处于完全接合状态时，快转车轮一侧的自由轮机构处于完全分离的状态。

为了保证汽车直行时一开始两侧自由轮机构便能同时进入接合而工作，在它们之间装有定位器，其作用是用于保证汽车直行时两排一一对应的滚柱的几何中心线相重合。定位器由弹簧 4 及定位销 5 组成（见图 4－6－233）。

为了保证必要的使用寿命，滚柱应由轴承钢制成，热处理后表面硬度应达 63～65HRC；滚柱的滚道表面也应渗碳淬火，表面硬度应为 62～64HRC。

2. 牙嵌式自由轮差速器

图 4－6－234、图 4－6－235 分别为俄罗斯 ЗИЛ－164 和白俄罗斯 МАЗ－502 载货汽车的牙嵌式自由轮差速器的结构图。它们都与前述 Non Spin 型差速器结构相类似。这类差速器实际上是一种自动牙嵌式离合器。如图 4－6－234 和图 4－6－235 所示，差速器左壳 1 和右壳 2 与主减速器从动齿轮用螺栓联接。主动环 3 固定在差速器左、右壳之间，随着差速器壳一起转动。主动环是一个带有十字轴的牙嵌圈，在它的两个侧面制有径向排列的牙嵌——沿圆周均匀分布的许多倒梯形（角度很小）断面的径向传力齿（见图 4－6－236）。两侧的传力齿应严格地一一对应，不重合度应不大于 0.03～0.05mm。相应的左、右从动环 4 的外缘内侧面也有类似的倒梯形传力齿与主动环的传力齿相咬合。制成倒梯形齿的目的在于防止在传递转矩过程中从动环 4 与主动环 3 自动脱开。弹簧 5 推压左、右从动环 4，力图使主、从动环处于接合状

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

态。花键毂 7 的内外均有键齿，外花键齿与从动盘 4 相联，而内花键齿则用以联接半轴。在主动环两侧的某一对应位置，各有 1 个加长齿（见图 4－6－236），它可与主动环做成一体，也可以镶上去。如图 4－6－234、图 4－6－235 所示，主动环的中间孔内装有中心环 9，为了在装配时中心环不被主动环的加长齿挡住，在中心环外缘开有 1 个可通过加长齿的槽。主动环与中心环之间采用滑动配合，因此中心环相对于主动环可以自由转动。但在它们之间有卡环 10 作轴向定位，受卡环 10 的限制两者之间不能有轴向的相对移动。装配时可先将卡环套到中心环上的开槽处并将它完全挤入槽里，再将中心环装入主动环的中间孔中，卡环被推至主动环的开槽处便会自动张开。拆卸时可用专门的拆卸用螺纹销由孔 11 旋入，将卡环完全挤入中心环的槽里，即可推出中心环。在中心环的两侧。也有与主动环两侧齿数相等、断面为梯形并沿圆周均匀分布的径向齿，可分别与左、右从动环内圈的内侧面相应的梯形齿接合。图 4－6－237 给出了 3ИЛ－164 和 MA3－502 汽车牙嵌式自由轮差速器中心环齿断面的齿廓形状。由该图可见，齿廓由两条倾角不同的斜线组成，齿顶比齿根的齿廓线具有更大的倾角，各线交接处以圆弧过渡。

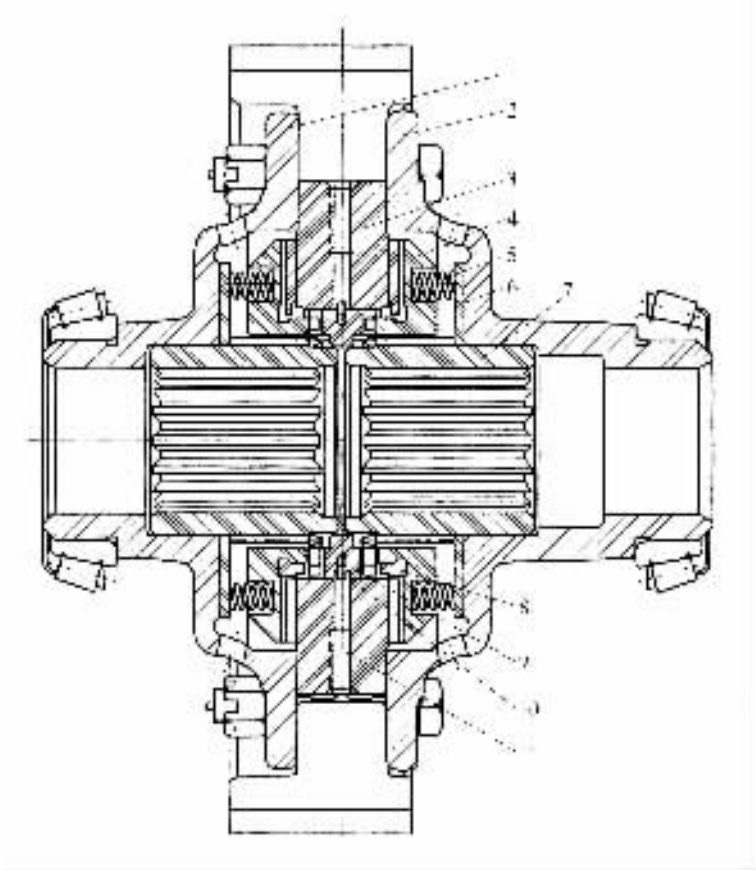


图 4－6－234　3ИЛ－164 汽车的牙嵌式自由轮差速器的结构图

1－差速器左壳；2－差速器右壳；3－主动环；

4－从动环；5－弹簧；6－垫圈；7－花键毂；

8－消声环；9－中心环；10－卡环；11－中心环拆卸

图 4－6－238 给出了 3ИЛ－164 汽车牙嵌式自由轮差速器将差速器壳除去后内部各机件

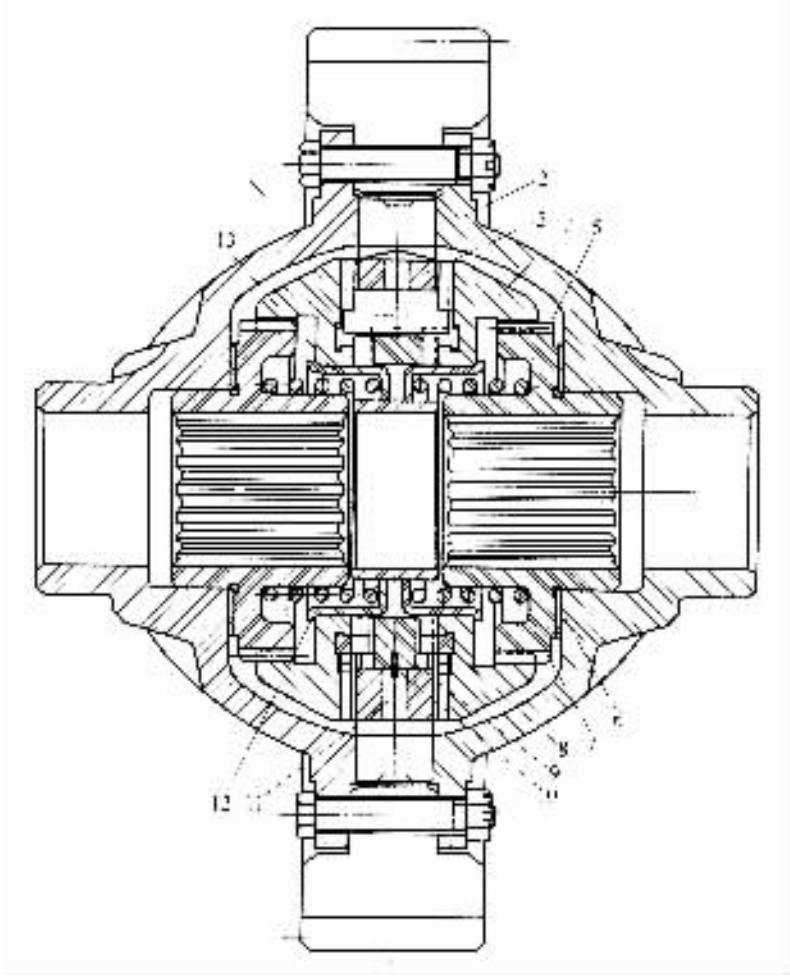


图 4－6－235 MA3－502 汽车的牙嵌式自由轮差速器的结构图

1－差速器左壳；2－差速器右壳；3－主动环；4－从动环；
5－弹簧；6－垫圈；7－花键毂；8－消声环；9－中心环；
10－卡环；11－中心环拆卸孔；12－弹簧座；13－隔套

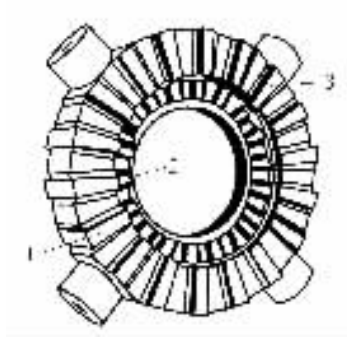


图 4－6－236 牙嵌式自由轮差速器的主动环及中心环

1－主动环的传力齿；2－中心环上的齿；3－主动环的加长齿

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

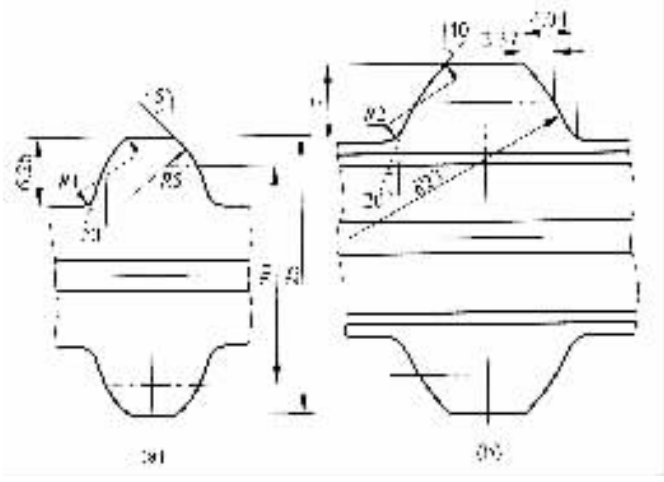


图 4－6－237　3ИЛ－164 和 МАЗ－502 汽车牙嵌式自由轮差速器中心环的齿廓形状
(a)3ИЛ－164 汽车的；(b)МАЗ－502 汽车的

的装配外形。由该图可见，主动环与左、右从动环上的传力齿的厚度，大大小于其齿槽宽度，因此从动环相对于主动环有一个不大的自由转动量，其值等于齿槽宽与齿厚尺寸的差值。

从动环内圈内侧面上的梯形齿，其齿廓表面为平面，且两齿廓表面的夹角之半为 20°，构成真正的梯形断面，这与和它相配的中心环的齿廓形状(见图 4－6－237)不同。

如图 4－6－234 所示，在从动盘 4 的内侧，其梯形齿外缘的圆柱表面上，装有 1 个具有弹性且有 1 个开口的消声环 8，后者可绕前者转动，但由于有轴肩的限制而不能作轴向移动。消声环与其在从动环上的安装圆柱表面之间采用紧配合，对 1mm 的单位配合轴径来说，消声环在自由状态下，轴与孔尺寸的过盈量为 0.03～0.05mm。消声环内侧面的梯形齿，也和从动环内圈内侧面上的梯形齿的齿廓形状一样，齿廓表面如图 4－6－239 所示，为倾斜 20°的平面。但其齿厚比从动环上的梯形齿齿厚约薄 1.2～1.3mm，以便形成易于接合的条件。为了同一目的，其齿尖还要修钝，约削去 0.2mm。消声环的开口应开在相邻两齿顶之间。为了限制消声环相对于主动环的转角，主动环的加长齿伸到消声环的开口中。开口的宽度应保证当消声环开口端面与主动环加长齿相碰时，消声环上各齿能和中心环上各齿相对齐。从动环上的两种齿应沿半径方向一一对齐，其齿数与消声环的齿数相等，也与主动环、中心环上每侧的齿数相同，它们都是沿圆周均匀分布的。因此，当主动环与从动环的传力齿接合时，结构上应保证中心环和左、右从动环的梯形齿同时接合。应注意选择好从动环和花键毂的公差与配合，以保证两者之间在手力的推动下既能容易地作相对滑移，又有良好的导向。

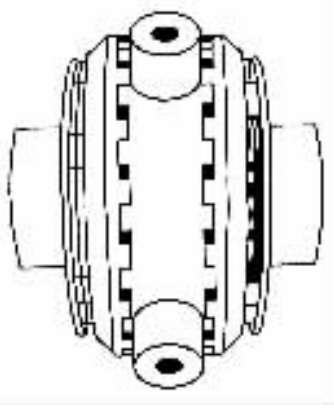


图 4－6－238　3ИЛ－164 汽车牙嵌式自由轮差速机构(不带差速器壳)的外观

装配完的牙嵌式自由轮差速器不必磨合，但需检验其工作性能。可将差速器壳固定，用一对带花键头的手柄插入左、右花键毂，以代替半轴。检验时按差速器可能有的工况转动手柄，

看能否满足汽车差速器运动学方面的要求。

在不同的行驶过程中，牙嵌式自由轮差速器的工作情况主要有以下几种。

(1)当汽车在发动机动力的驱动下沿直线向前行驶时

牙嵌式自由轮差速器的主动环通过其两侧的传力齿带动左右从动环、花键毂及半轴一起转动，如图 4－6－240(a)所示。此时由主减速器从动齿轮经差速器壳传给主动环的转矩，按左、右驱动车轮所受阻力的大小分配给左、右半轴。当一侧驱动车轮悬空或进入泥泞、冰雪等路面时，主动环的转矩可全部或大部分分配给另一侧的驱动车轮。

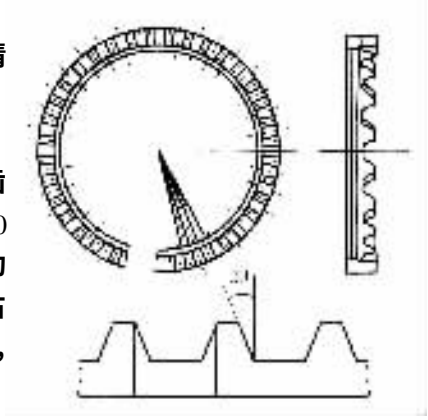


图 4－6－239 牙嵌式自由轮差速器的消声环

(2)当发动机熄火而汽车沿直线以惯性滑行前进时

牙嵌式自由轮差速器的从动环变为驱动部分，而主动环变为从动部分。两侧的从动环转过传力齿间的间隙后便推动主动环一起旋转，如图 4－6－240(b)所示，进而驱动传动系。当汽车被拖动或被推动前进时，情况与此相同。

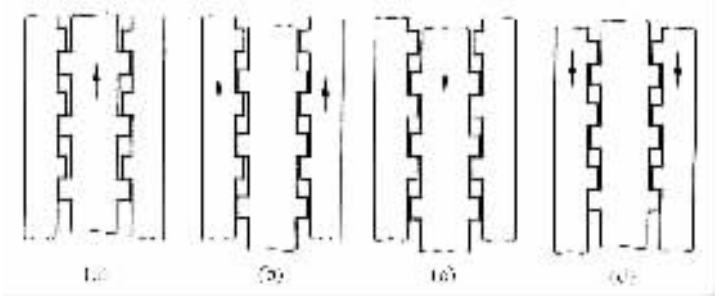


图 4－6－240 汽车以不同工况直线行驶时主动环与左右从动环之间的传动关系

(a)挂前进挡直行时；(b)挂空挡滑行前进时；(c)挂倒挡倒车时；(d)滑行倒车时

图 4－6－240(c)和(d)分别给出了当汽车以倒挡沿直线倒车时和汽车沿直线以滑行倒车时，主动环和左、右从动环之间的传动关系。

在上述 4 种直线行驶的条件下，牙嵌式自由轮差速器的全部齿均处于接合状态，在弹簧压力作用下，左、右从动环与主动环接合成一个整体，并以同样的转速旋转。

(3)当汽车沿曲线向前驱动行驶或转弯时

要求差速器起差速作用。但由牙嵌式自由轮差速器的结构特点可知，当动力由差速器壳传来时，慢转车轮一侧的从动环只能被主动环带动一起转动，而不会比主动环或差速器壳转得更慢。因此，只有快转车轮一侧的从动环在快转车轮及其半轴的带动下转速比差速器壳快时，才能起到差速作用。以汽车左转弯时主动环与左、右从动环的相互关系图来说明差速器的具体工作过程。如图 4－6－241 及图 4－6－242 所示，左转弯时左驱动车轮有慢转趋势，则左从动环和主动环的传力齿之间会压得更紧，于是主动环带动左从动环、左半轴一起旋转，左轮被驱动；而右轮有快转的趋势，即右从动环有相对于主动环快转的趋势，于是在中心环和从动环内圈梯形齿斜面接触力的轴向分力的作用下，从动环压缩弹簧 5(图 4－6－234)向右移，使从动环上的传力齿与主动环上的传力齿分离，并且由于右从动环上的梯形齿沿着中心环的相应

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

齿滑动的结果，使该侧从动环上的传力齿不再与主动环上的传力齿接触，于是中断对右轮（快转轮）转矩的传递（见图 4－6－242）。

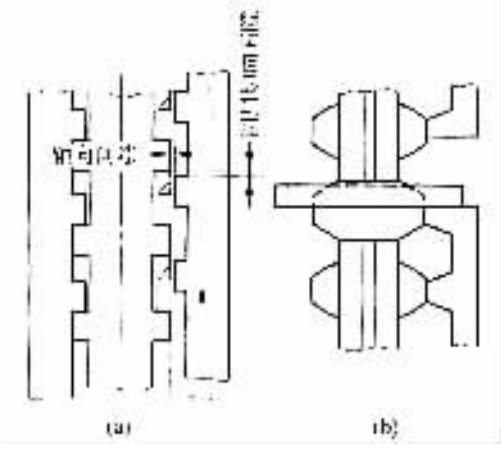


图 4－6－241　汽车左转弯时右从动环与主动环的分离
（a）右从动环与主动环分离时传力齿的相互位置；
（b）右从动环分离状态下中心环与消声环齿的相对位置

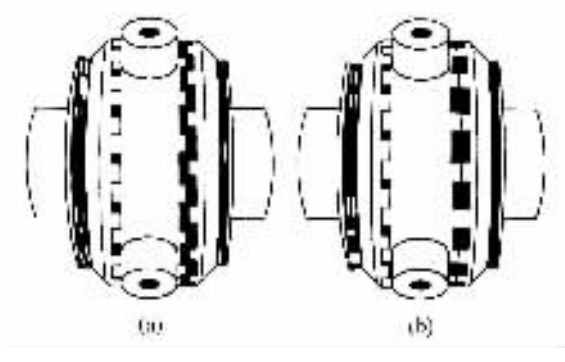


图 4－6－242　汽车左转弯时左、右从动环与主动环的相互关系图
（a）快转车轮一侧（右侧）的从动环与主动环传力齿的分离过程；（b）分离后的相互位置

由图 4－6－241 可见，传力齿的齿槽宽度应能足以保证从动环的传力齿由主动环的齿槽中退出并彻底分离而不发生干涉。为此，在差速器的设计中应留有如图 4－6－241（a）所示的轴向间隙和圆周切向间隙。轴向间隙通过使梯形齿的齿高大于传力齿的齿高来实现，而圆周切向间隙则由中心环的齿形来保证。

在从动环与主动环的分离过程中，随着其梯形齿沿中心环相应齿的滑动，从动环会发生轴向往复运动，由此会引起响声及冲击和加重零件的磨损。为了避免这种情况，前面已提到在从动环的传力齿与梯形齿之间的凹槽中，还装有 1 个像开口卡环一样具有一定弹性并带有梯形齿的消声环。其开口对着主动环上的加长齿。如图 4－6－241 所示，在右驱动轮或右从动环的转速高于主动环的情况下，消声环与从动环上的梯形齿一起在中心环上的相应齿上滑动，到齿顶彼此相对，且消声环开口一端被主动环上的加长齿挡住（如图 4－6－241（b））时，从动环便被消声环顶住而保持在离主动环最远的位置，轴向往复运动不再发生。消声环保证了差速器

的无声工作并大大减少了冲击和磨损。

当从动环转速降低到等于主动环的转速时，靠环槽与消声环之间的摩擦力带动消声环反向退回，从动环在弹簧推力的作用下又重新与主动环接合。

由于牙嵌式自由轮差速器在结构上的对称性，左、右转向时的工作过程及差速效果是完全一样的。在动力驱动下倒车转弯也和前进转弯时的工作过程类似。

(4)当汽车在前进挡未摘除的情况下惯性行驶转弯或转弯时利用发动机制动或中央制动时

牙嵌式自由轮差速器的从动环变为驱动零件。若仍以左转弯为例，则如图 4－6－243 所示，处于外侧的右从动环为快转的驱动零件，因此它不仅不会与变为被动零件的主动环分离，反而会使其传力齿对主动环的传力齿压得更紧，并带动主动环一起转动。而处于内侧的左从动环为慢转的驱动零件，由于其转速低于被快转轮及该侧从动环所带动的主动环，因此在它们之间就形成了转速差，这就使左从动环的梯形齿与中心环的相应齿产生相对滑动而分离。

汽车在上述工况下反向运动时，差速器零件的相互运动关系也是一样。

当汽车既非在前进挡驱动状态下转弯，亦非在未摘除前进挡的情况下惯性行驶或转弯时利用发动机制动或中央制动，而是用空挡滑行转弯，且传力齿间又无明显摩擦力时，则牙嵌式自由轮差速器产生差速的原因，既可能是外侧从动环又可能是内侧从动环分离的结果。在这种情况下甚至会产生左、右从动环的传力齿与主动环的左、右传力齿同时脱离接触的情况。

在设计牙嵌式自由轮差速器时，除了应满足前面已经提到的一些结构要求外，还应注意以下几个方面。

(1)消声环的齿高应比从动环的梯形齿的齿高约小 0.015～0.20mm

实践证明，当消声环的齿高大于甚至等于从动环梯形齿的齿高时，在汽车转弯时就会发生如图 4－6－235 所示的情况，即当消声环的梯形齿尚未完全退出中心环的齿槽时，从动环的梯形齿已先退出该齿槽并继续转动。消声环的梯形齿由于被阻不能随着从动环一起转动，因此不可能达到图 4－6－241(b)所示位置。这样，从动环的梯形齿便会继续转到中心环的下一个齿槽里，而消声环的梯形齿只得退回原齿槽并重新与中心环接合。由于消声环失去了其应有的作用，这种分离一接合过程在汽车转弯时将持续不断，产生噪声并加速零件磨损。

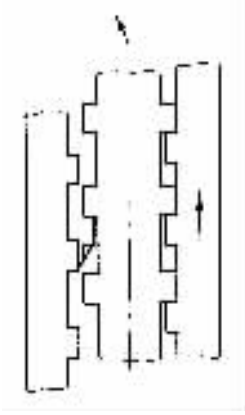


图 4－6－243 挂挡且惯性转弯行驶或转弯时利用发动机制动或中央制动时主、从动环之间的运动关系

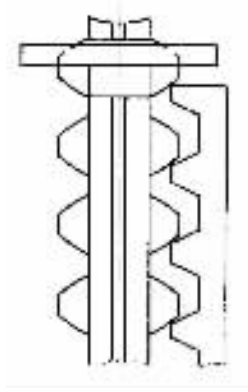


图 4－6－244 消声环的梯形齿不能完全退出中心环齿槽而失去作用

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

(2)消声环梯形齿的齿厚应小于从动环梯形齿的齿厚(以便于当汽车转弯后再直行时,从动环能在分离以后重新接合)

实践表明,若消声环梯形齿的两齿廓表面为从动环梯形齿两齿廓沿径向的延伸面时,如图4-6-245(a)所示,则有时会导致某一从动环在汽车转弯时与主动环分离后,即使汽车又恢复直线行驶也不再接合,而形成汽车持续以一侧的半轴传递驱动转矩的局面。这是由于当消声环的齿厚大于从动环梯形齿的齿厚时,有时会产生如图4-6-245(b)所示的情况,即虽然从动环的梯形齿在汽车转弯后开始直行时为了重新接合已反转地离开了中心环的齿顶,但消声环的齿顶边缘仍支在中心环的齿顶边缘上而没能完全脱开,并承受了弹簧(图4-6-234、图4-6-244)的压力,使从动环无法接合。为了避免该情况发生,消声环的齿厚应减小1.2~1.3mm,如图4-6-245(c)所示。

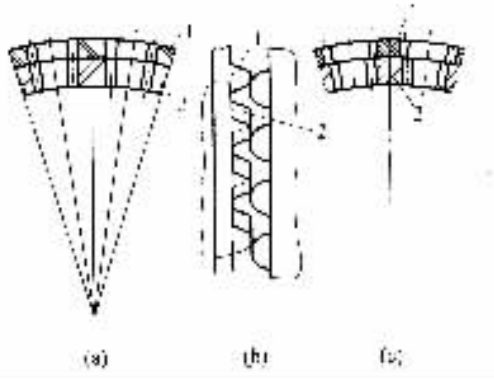


图4-6-245　消声环梯形齿与从动环梯形齿的齿厚

1-消声环梯形齿;2-从动环梯形齿

3ИЛ-164和MA3-502汽车牙嵌式自由轮差速器的消声环齿厚比从动环梯形齿的齿厚分别少了1.2mm和1.3mm。

(3)主动环与从动环传力齿之间的齿侧间隙应足够大(但以便于从动环传力齿的彻底分离为限)

当汽车以空挡滑行时,如图4-6-246所示,从动环1及3的传力齿可能处于主动环2的传力齿齿槽中间的某一未确定的位置。这时若汽车转弯或在不平路面上行驶(左、右车轮行程明显不同),则外侧或快转车轮一侧的从动环1由于转得比主动环2快,而赶过前面的齿隙,其传力齿在前面与主动环的传力齿相碰;内侧或慢转车轮一侧的从动环3由于转得比主动环2慢而落后,其传力齿在后面与主动环的传力齿相碰,如图4-6-246中的点画线所示。在上述相对运动过程中,两从动环均沿轴向往外移动一定量。由于左、右从动环的传力齿都碰到了主动环的传力齿而终止了这一差速过程的相对运动。如果汽车在这种两个从动环都锁紧的状态下继续转弯,则会引起半轴的过度扭转及其他差速器零件的应力提高及汽车行驶阻力的明显增大。实践表明,若这时汽车由转弯开始变为直行,零件扭转虽然减弱,但两个从动环中的一个会迅速分离,接着又马上接合,从而引起不断的敲击声,甚至有时会发生两个从动环同时分离的现象。增大主、从动环传力齿间的齿侧间隙a(图4-6-246),使汽车在上述空挡滑行并转弯时从动环传力齿由所处的中间位置能完全退出主动环的齿槽,则可避免上述缺点。

(4)中心环应采用渐开线、圆弧或如图4-6-237所示的中间向外鼓的齿廓形状

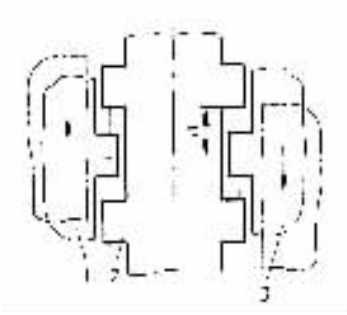


图 4－6－246 当汽车以空挡滑行导致左、右从动环的传力齿位于主动环齿槽中间某一不确定位置时，由于齿侧间隙 a 不够大致使从动环传力齿无法完全退出主动环的齿槽

1，3－从动环；2－主动环

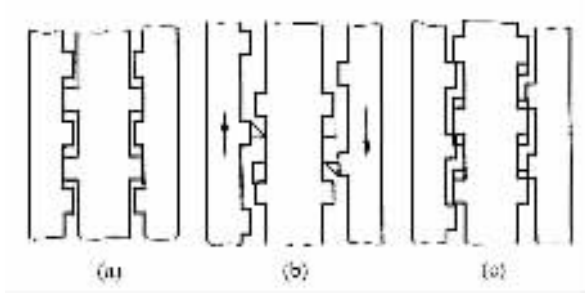


图 4－6－247 当汽车以空挡滑行并转弯时主、从动环的相对位置及分离情况

(a)当汽车以空挡滑行时，左、右从动环的传力齿处于与主动环传力齿前后都不相接触的中间位置；(b)当主、从动环传力齿的齿侧间隙过大时，在汽车转弯过程中两个从动环均分离的情况；(c)当齿侧间隙不够大时，在汽车滑行转弯过程中两个从动环都分离不彻底而使差速器楔住的情况

实践表明，当中心环不采用上述中间向外鼓的齿廓而采用梯形齿时，有时当汽车以空挡靠惯性向前滑行并转弯时，可能会发生由于一个从动环分离而导致另一个从动环分离，或者两者都分离不彻底而使差速器楔住的现象，如图 4－6－247 所示。

产生这些现象的原因，可用图 4－6－248 所示的中心环与从动环在分离过程中的受力关系来说明。如图 4－6－248 所示，在汽车转弯时在外侧快转车轮的作用下，外侧从动环 3 在分离过程开始时，对中心环 2 作用有圆周力 P_K 及由弹簧产生的轴向力 Q_n（图 4－6－248(a)），且 $P_K=\frac{Q_n}{\tan\alpha}$。中心环 2 又将这一圆周力传给内侧从动环 1 并得到同样大小的反作用力 P_K，后者引起的轴向反力 $Q_P=Q_n$。在分离开始时，虽然中心环在左右两侧的受力条件相同，如图 4－6－248(a)所示，但在实际情况下两侧的分离条件（如弹簧压力等）总有一些差别，因此总是先由一个从动环开始分离。假定外侧从动环 3 先分离，随着其分离程度的增大弹簧压力也加大，引起轴向力 Q'_n 亦加大。由于中心环两侧采用了梯形齿，而作用在梯形齿廓任一点上的合力的方向是不会改变的，如图 4－6－248(b)所示，它总是与齿廓相垂直。因此，外侧从动环 3 对中心环 2 的轴向作用力 Q'_n 的增大必然引起其圆周方向的作用力 P'_K 亦增大。这一增大了的圆周力 P'_K 经中心环传给内侧从动环 1，必然引起如该图所标出的同样大小的反向圆周力 P'_K，以及后者同样要引起加大了的轴向力 $Q'_P=Q'_n$。当 Q'_n 大到足以克服内侧从动环的弹簧压力时，内侧从动环 1 也开始分离，最后可能使左、右从动环都完全与主动环分开，如图 4－6－247(b)所示；或者由于传力齿的齿侧间隙不够导致两者都分离不彻底而使差速器楔住，如图 4－6－247(c)所示。

当中心环采用渐开线、圆弧或图 4－6－237 所示的中间向外鼓出的齿廓形状时，如图 4－6－249 所示，随着外侧从动环 3 与中心环 2 分离程度的增大，弹簧压力或轴向力 Q'_n 虽然增大了，但由于着力点沿着中间向外鼓出的齿廓向齿顶的移动，引起合力方向（法线方向）的不断改变，并使圆周力 P'_K 不是加大（图 4－6－248）而是明显地减小了（图 4－6－249）。这一减小了的圆周力 P'_K 经中心环 2 传给内侧从动环 1 引起一个同样大小的反作用力 P'_K，后者作用在中心环的内侧齿根上，由于该着力点合力方向的影响，使其轴向反力 Q'_P 大大小于 Q'_n，如图 4－6－249 所示。也就是说，随着外侧从动环 3 与中心环 2 分离程度的增大，轴向反力 Q'_P 将减

本资料分享网 www.bzlxw.com 免费下载

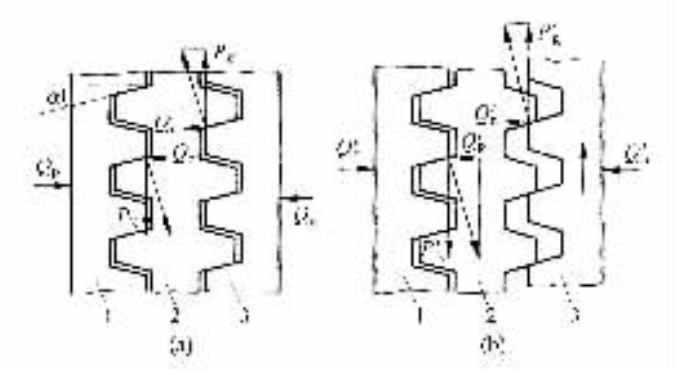


图 4－6－248　中心环为梯形时，从动环与中心环在分离过程中的受力情况

(a)分离开始时；(b)分离过程中

1－内侧车轮或慢转车轮一侧的从动环；2－中心环；3－外侧车轮或快转车轮一侧的从动环

小。这样也就消除了内侧从动环也跟着分离的可能性，即消除了如图 4－6－247(b)、(c)所示的两个从动环都完全分离或都分离不彻底而使差速器楔住的现象。而当一个从动环开始分离时，它将分离到底，同时另一个从动环则保持接合不变。

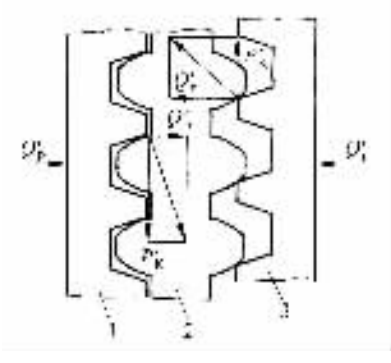


图 4－6－249　中心环为渐开线、圆弧等中间向外鼓的齿廓形状时从动环与中心环在分离过程中的受力情况

1－内侧车轮或慢转车轮一侧的从动环；

2－中心环；3－外侧车轮或快车轮一侧的从动环

(5)驱动桥桥壳应有较好的直度和足够的刚度

装用牙嵌式自由轮差速器的驱动桥的桥壳，应有较好的直度和足够的刚度，否则在重载情况下桥壳的变形会使左、右半轴及左、右从动环的轴线不重合，这样就破坏了主、从动环传力齿的正确啮合，引起从动环短时间的接合又分离，出现抖动和冲击现象。

(6)对润滑油的要求

由于牙嵌式自由轮差速器不像高摩擦式差速器甚至普通圆锥行星齿轮差速器那样摩擦得较历害，因此对润滑的要求不像上述差速器那样严格。也不会发生像上述差速器那样有时会因润滑不良而出现擦伤和烧结的现象。但在冬季当气温低于－15℃～－20℃时，应选用较稀的冬季用润滑油，以免由于润滑油太稠影响从动环的迅速接合。

表 4－6－53 给出了一些汽车牙嵌式自由轮差速器的主要设计参数，图 4－6－250～图 4－

6－257 给出了一些主要零件的加工用图，供设计时参考。

表 4－6－53 一些汽车牙嵌式自由轮差速器的主要设计参数

参数		汽车型号			
		ЗИЛ－164	ЗИЛ－157	МАЗ－502	ГАЗ－51
驱动桥上最大载荷/N		60270	36260	73010	36750
车轮滚动半径/m		0.485	0.463	0.595	0.436
计算转矩/N·m		15680	13720	30380	8820
半轴的计算直径/mm		47	39	56	39
差速器壳材料		可锻铸铁 KTH350－10 硬度 121～163HB		可锻铸铁 KTH370－12	合金铸铁（0.7%Cr，15%Ni）硬度 170～241HB
主动环	材料	优质低碳铬镍合金钢 12Cr2Ni4A		12CrNi3A 钢	20Cr 钢
	渗碳层深/mm	0.8～1.8		1.1～1.4	0.8～1.1
	传力齿硬度/HRC	表面 58～62 心部 30～42		表面 58～64	表面 58～62
	每侧传力齿齿数（沿圆周均布）	18	16	18	16
	传力齿平均半径/mm	64.5	53	84	46.25
	传力齿接触表面长度（沿半径方向）/mm	26	12	20	17.5
	传力齿接触表面高度/mm	4		4.25	3.5
	在外径处传力齿的宽度/mm	$9^{0}_{-0.05}$	$7.5^{0}_{-0.05}$	12	$7^{0}_{-0.05}$
中心环	材料	12Cr2Ni4A		12CrNi3A	
	渗碳层深/mm	0.8～1.2		1.1～1.5	0.9～1.2
	齿部硬度/HRC	表面 58～62 心部 30～42		表面 58～64	表面 58～62
	每侧齿数（沿圆周均布）	18	16	18	16
	齿高/mm	5.76	5.76	7	5
	中心环与主动环之间的间隙/mm	0.05～0.49	0.05～0.49	0.100～0.118	0.04～0.105

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

（续）

参　　数		汽车型号			
		ЗИЛ－164	ЗИЛ－157	МАЗ－502	ГАЗ－51
从动环	材料	12Cr2Ni4A		12CrNi3A	
	渗碳层深/mm	0.8～1.2		1.1～1.5	0.9～1.2
	硬度/HRC	表面 58～62 心部 30～42		表面 58～64	表面 58～62
	传力齿齿数（沿圆周均匀分布）	18	16	18	16
	齿高/mm	5	5	525	5
	在外径处传力齿的宽度/mm	$9^{0}_{-0.05}$	$7.5^{0}_{-0.05}$	12	$7^{0}_{-0.05}$
	主、从动环传力齿的齿侧间隙（沿外径）/mm	9.05	8.17	8.8	7.6
	梯形齿齿数（沿圆周均布）	18	16	18	16
	梯形齿齿廓夹角之半/(°)	20	20	20	30
	梯形齿齿高/mm	5.76	5.76	7	5
	与中心环的齿啮合时沿圆周方向的间隙（名义）/mm	0.5	0.5	0.83	0
消声环	材料	钢 65Mn		钢 65Mn	
	热处理后硬度/HRC	42～48		40～45	58～62
	梯形齿齿数（沿圆周均匀分布）	18	16	18	16
	梯形齿齿廓夹角之半/(°)	20	20	20	30
	相对于从动环梯形齿来说消声环梯形齿减薄量/mm	1.2	1.2	1.3	0
	消声环齿高减小量（相对于从动环梯形齿）/mm	0.2	0.2	0.2	0
	消声环的比过盈量/mm（对每毫米的单位装配轴径）	0.05	0.05	0.41	0.03
	消声环相对于主动环的转角/(°)	6.7	6.7	5.33	7.9
弹簧压力/N	当从动环接合时	245*	245*	392	323.4
	当从动环分离后	470.4*	470.4*	441	470.4
从动环分离后主、从动环传力齿间的间隙（参见图 4－6－241(a)）/mm	圆周切向间隙	1.4	1.4	1.5	—
	轴向间隙	1.0	1.0	1.2	—

* 6 个弹簧的合压力。

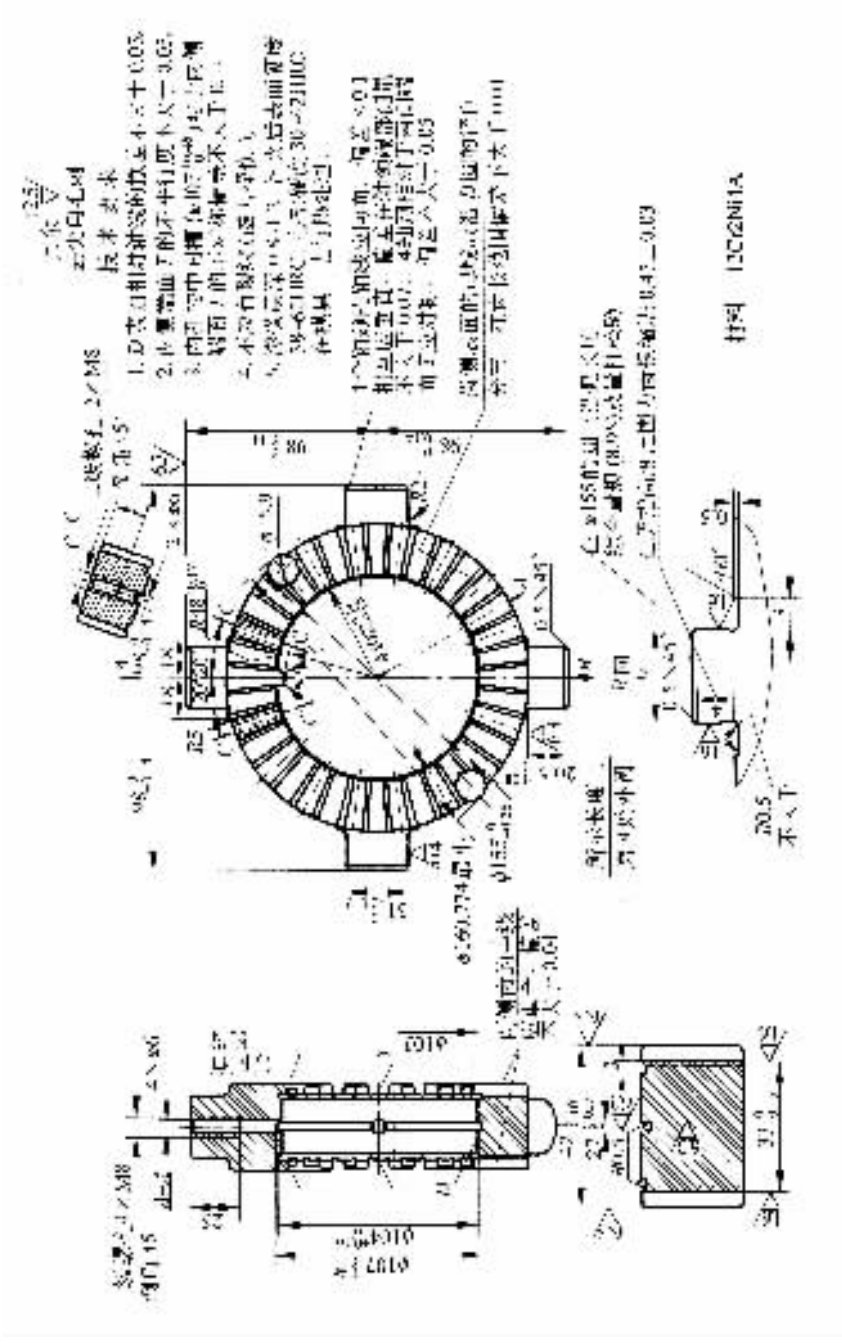


图 4－6－250 ЗИЛ－164 汽车牙嵌式自由轮差速器的主动环

（八）变传动比式差速器

美国 Timken 公司于 20 世纪 30 年代开始便将变传动比式差速器装到载货汽车驱动桥上。这种差速器的锁紧系数 K 通常在 1.25～1.5 范围内变化，与前几种自锁式差速器相比较，其锁紧系数是最小的，不能满足汽车越野行驶的需要，故至今仅用于一些普通载货汽车上作为轮间差速器使用。例如大道奇 T－234 汽车的差速器即属于这一种。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

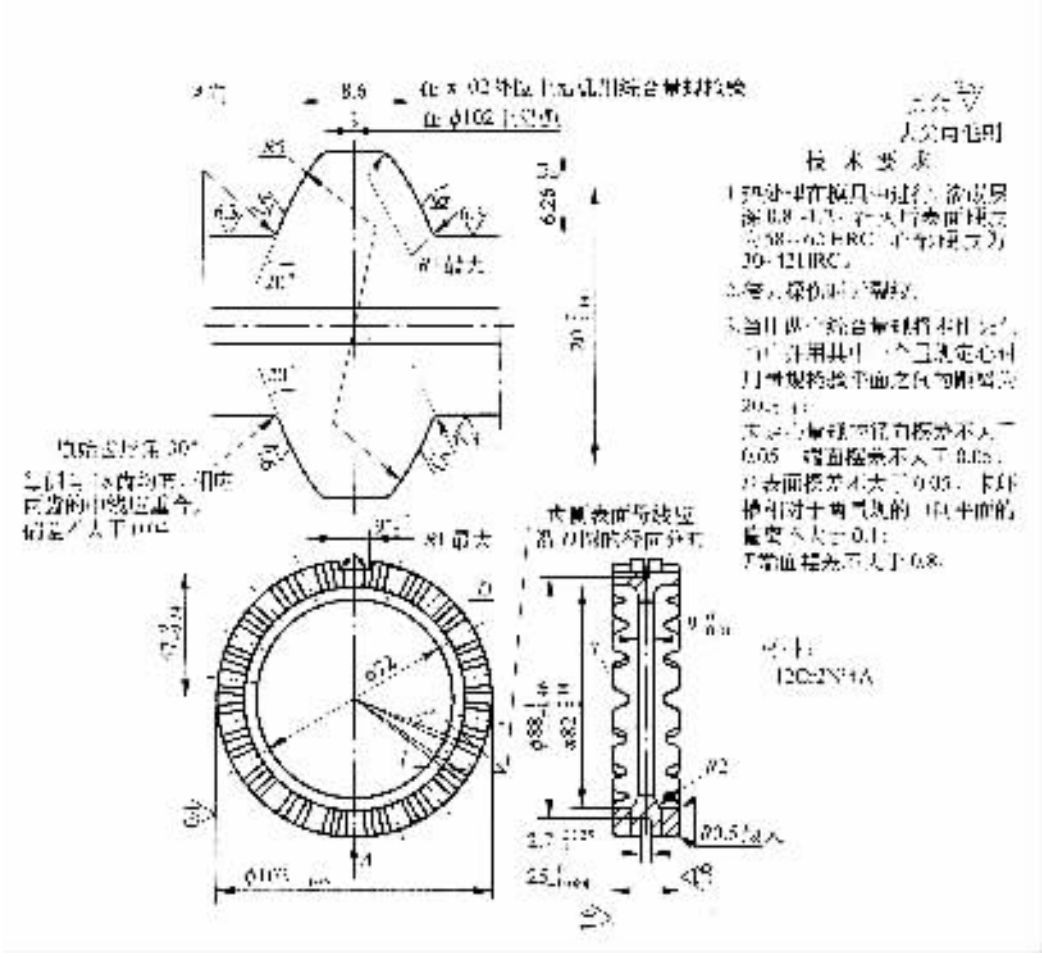


图 4－6－251　3ИЛ－164 汽车牙嵌式自由轮差速器的中心环

如图 4－6－258 所示，以外表来看变传动比式差速器与普通圆锥行星齿轮差速器相类似，所不同的是它有较少的齿数和特殊的齿形。

前已提到，普通圆锥行星齿轮差速器的行星齿轮对左、右半轴齿轮的作用力臂的大小是始终相等的，因此使传到左、右半轴齿轮上的转矩保持恒等。变传动比式差速器的行星齿轮，随着其转角位置的不同，它对左、右半轴齿轮的作用力臂的大小也在变化。图 4－6－259 给出了 Titoken 型变传动比式差速器的工作原理简图。如该图所示，行星齿轮处于图(a)所示位置时，行星齿轮对左侧半轴齿轮的作用力臂 l_1 大于对右侧半轴齿轮的作用力臂 l_2，这时右侧半轴将得到更大的转矩；当行星齿轮处于图(b)所示位置时，由于 l_1 等于 l_2，这时行星齿轮相当于等臂杠杆，将转矩等分地传给左、右半轴；当行星齿轮处于图(c)所示位置时，由于 l_1 小于 l_2，这时左侧半轴将得到更大的转矩。

当汽车直线行驶且左、右驱动车轮与地面的附着情况相同、转速也相等时，行星齿轮将自动地位于图 4－6－259(b)所示位置，这时左、右驱动车轮得到相等的驱动转矩；当某侧驱动车轮与地面的附着情况变差时，则行星齿轮将自动地位于图 4－6－259(a)或(c)所示位置，将更大的转矩传给另一侧与地面附着较好的驱动车轮上。但当一个驱动车轮与地面完全失去附着而滑转时，则这种差速器与普通圆锥行星齿轮差速器的作用没有什么区别。

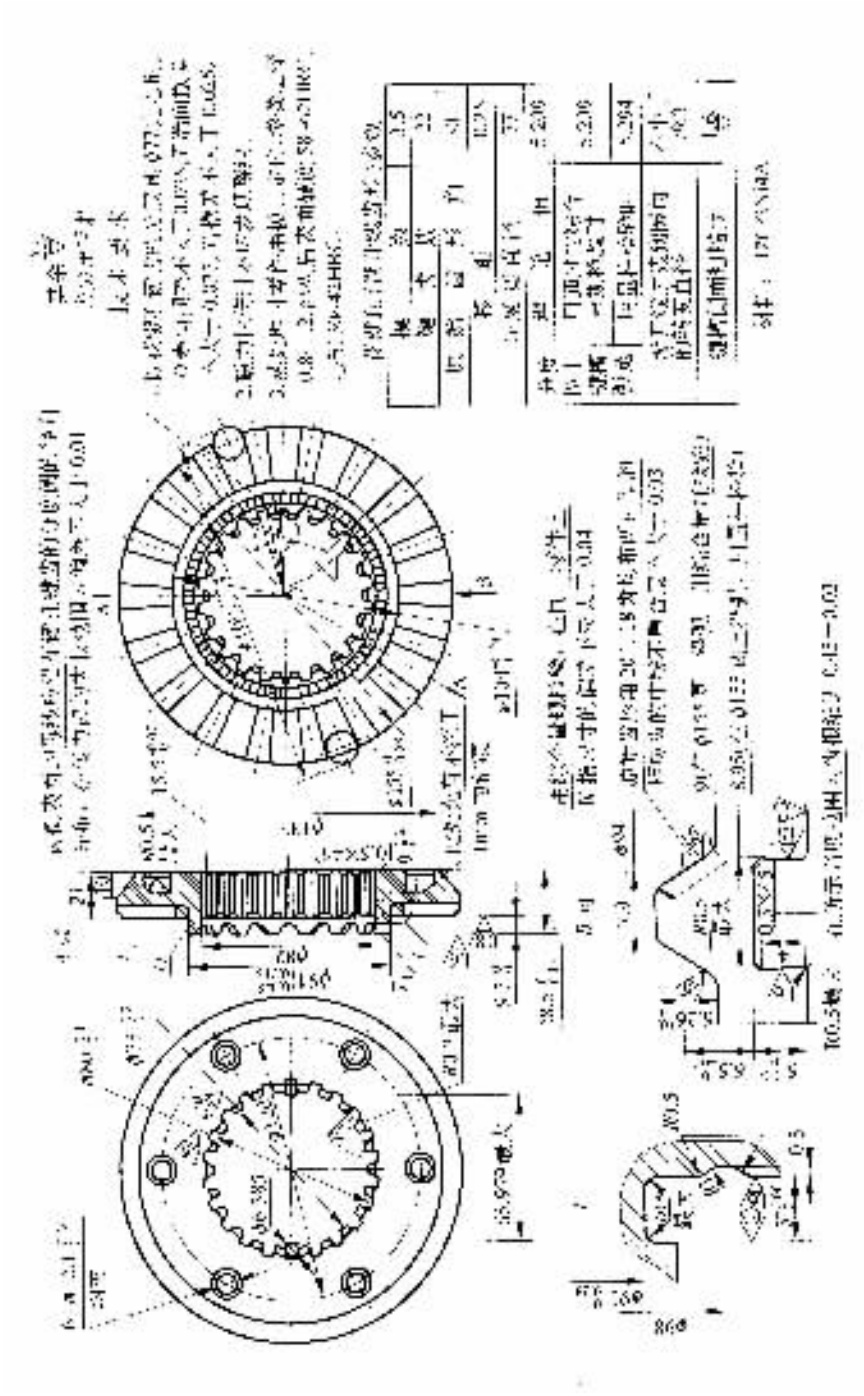


图 4－6－252 ЗИЛ－164 汽车牙嵌式自由轮差速器的从动环

当行星齿轮不断地自转，与左、右半轴齿轮不断地作相对滚动时，行星齿轮对左、右半轴齿轮的作用力臂将作不断地周期性变化，这时传给左、右半轴的转矩也随着变化。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

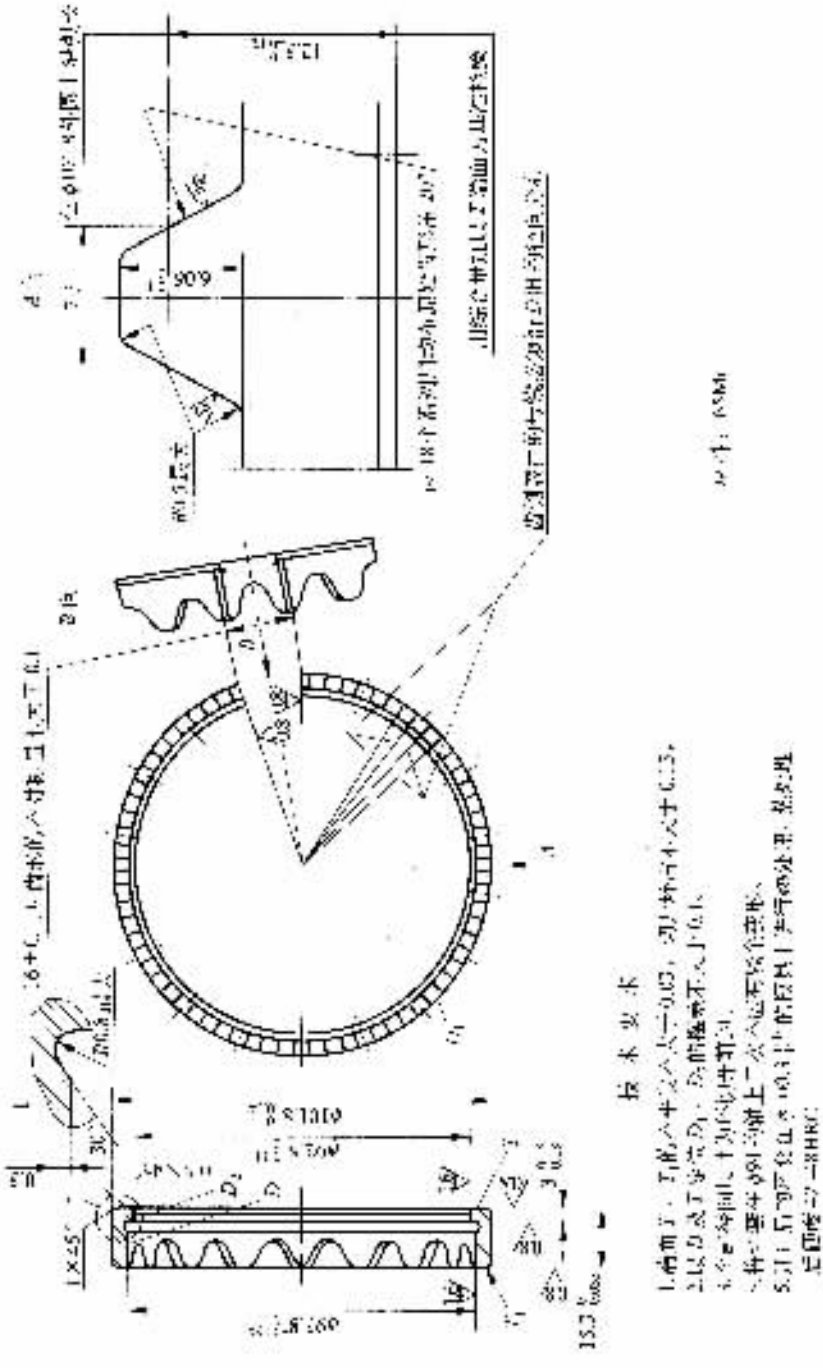


图 4－6－253　ЗИЛ－164 汽车牙嵌式自由轮差速器的消声环

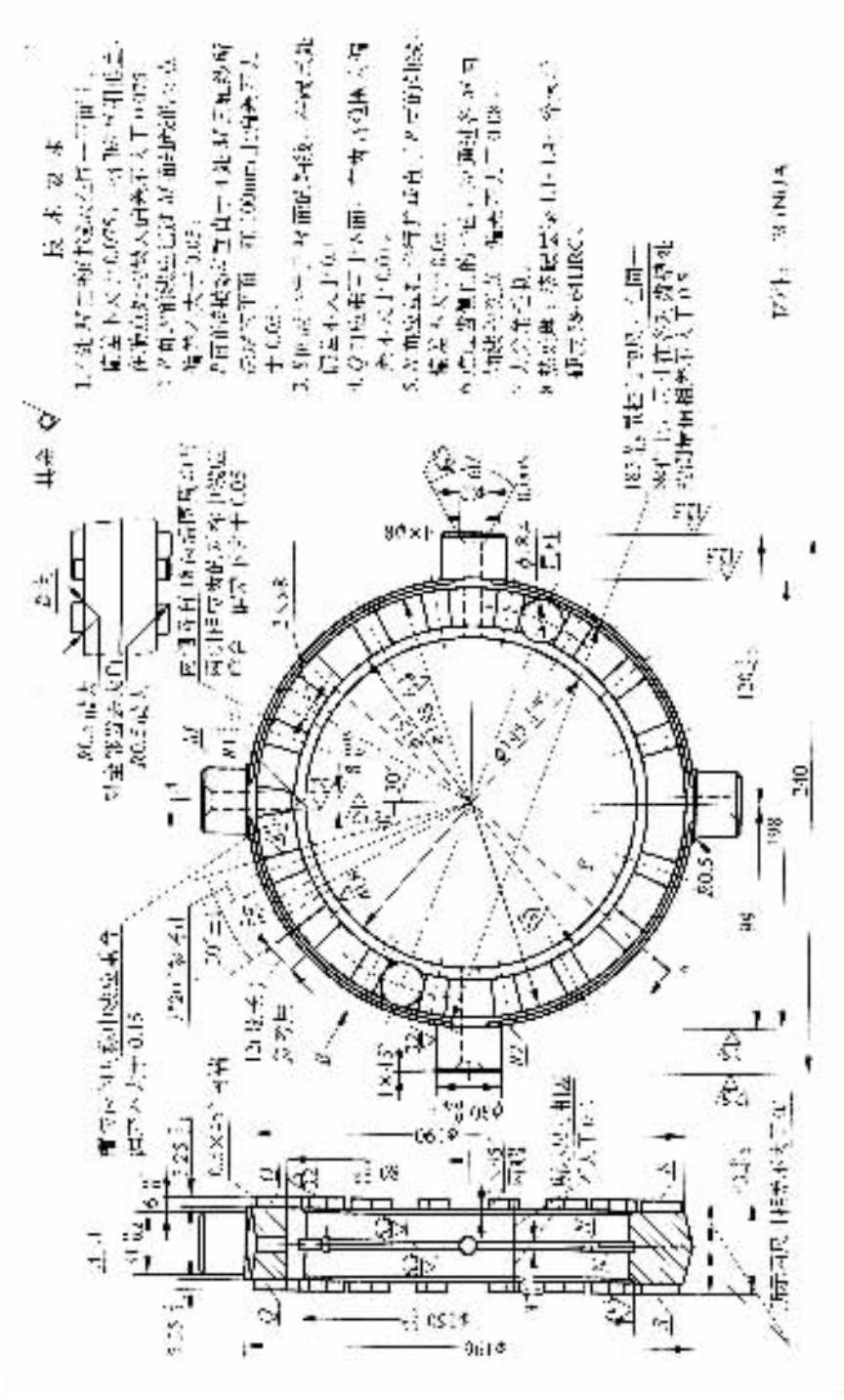


图 4－6－254 MA3－502 汽车牙嵌式自由轮差速器的主动环

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

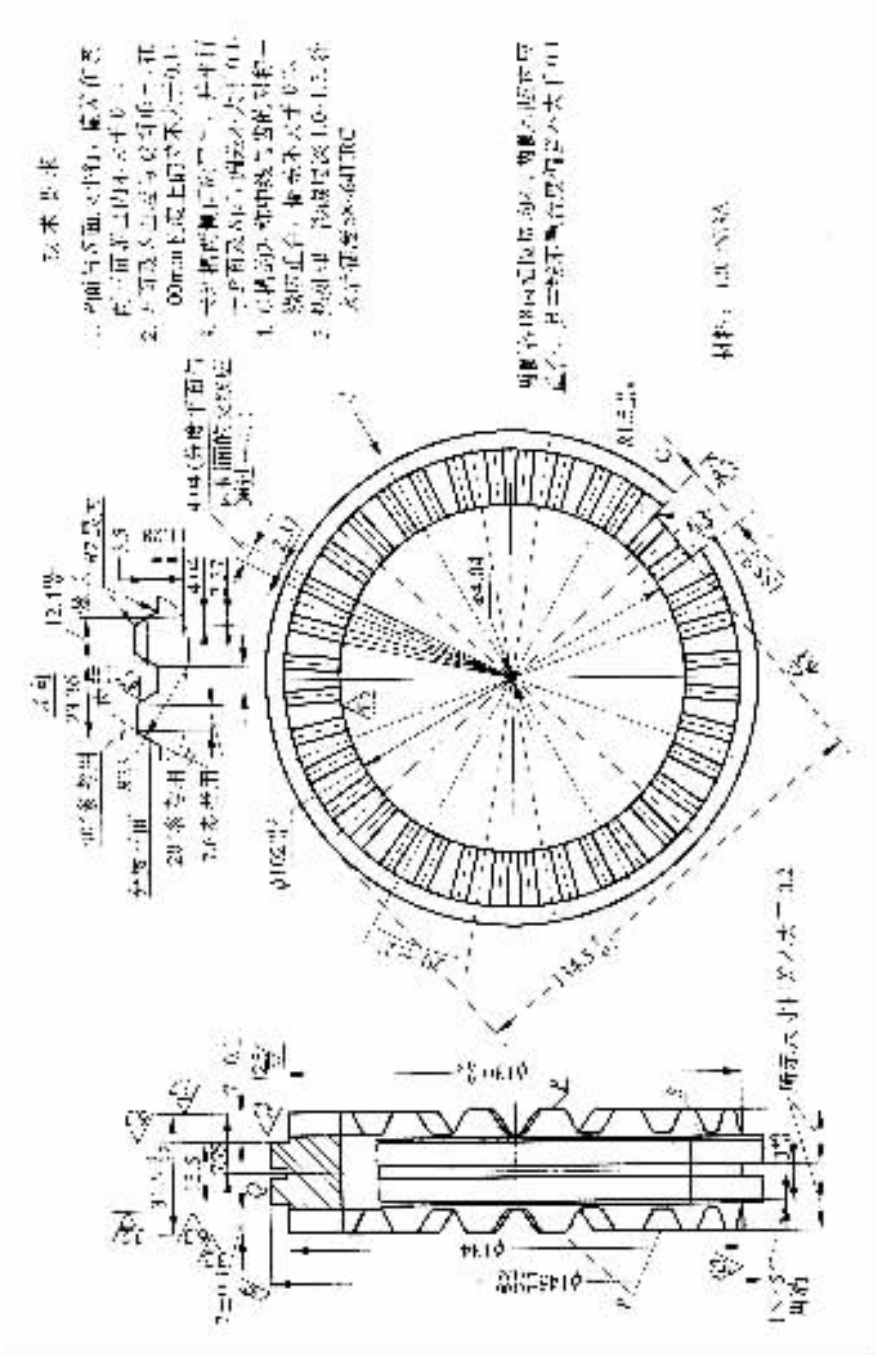


图 4－6－255　MA3－502 汽车牙嵌式自由轮差速器的中心环

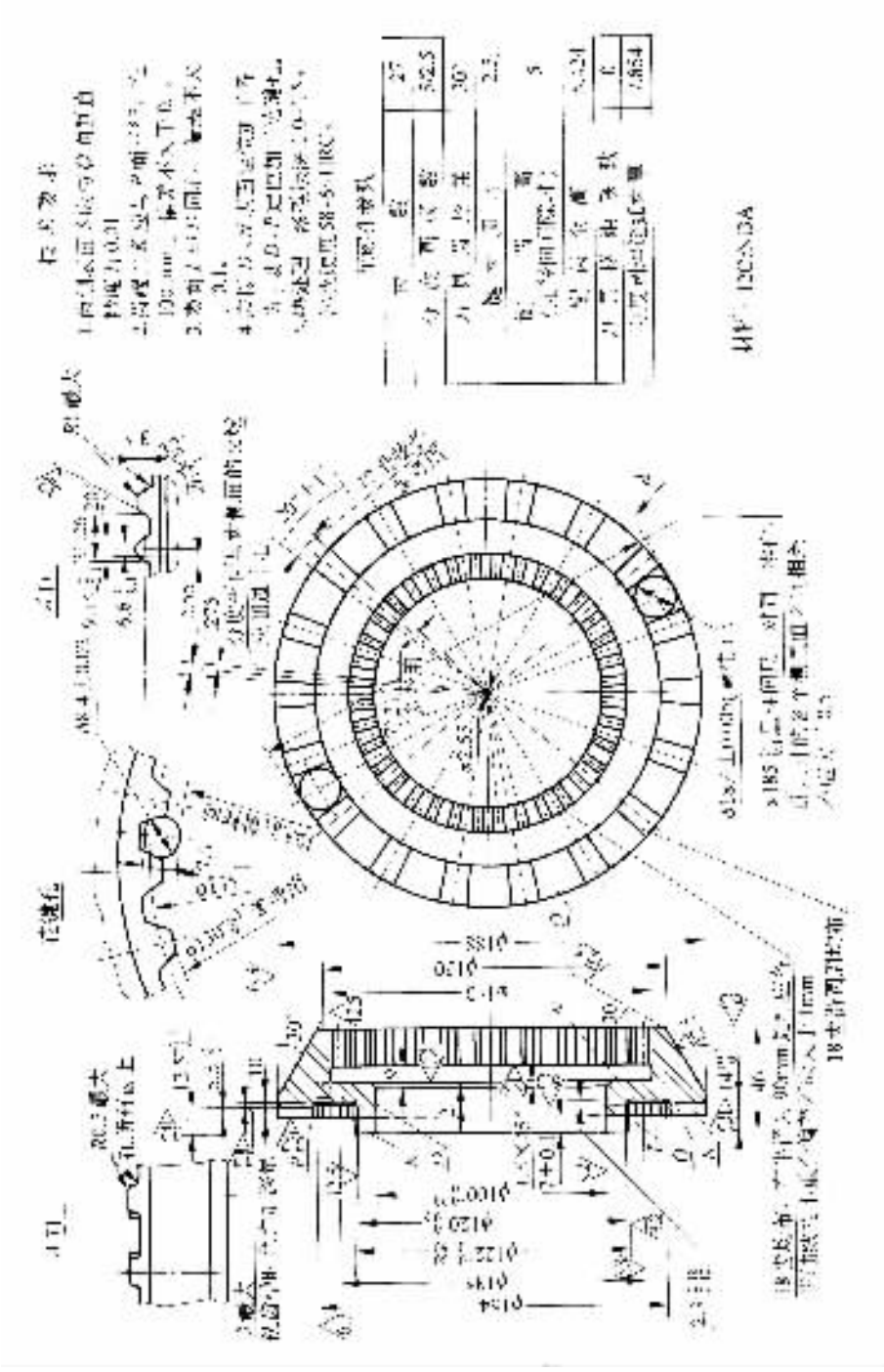


图 4－6－256 MA3－502 汽车牙嵌式自由轮差速器的从动环

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

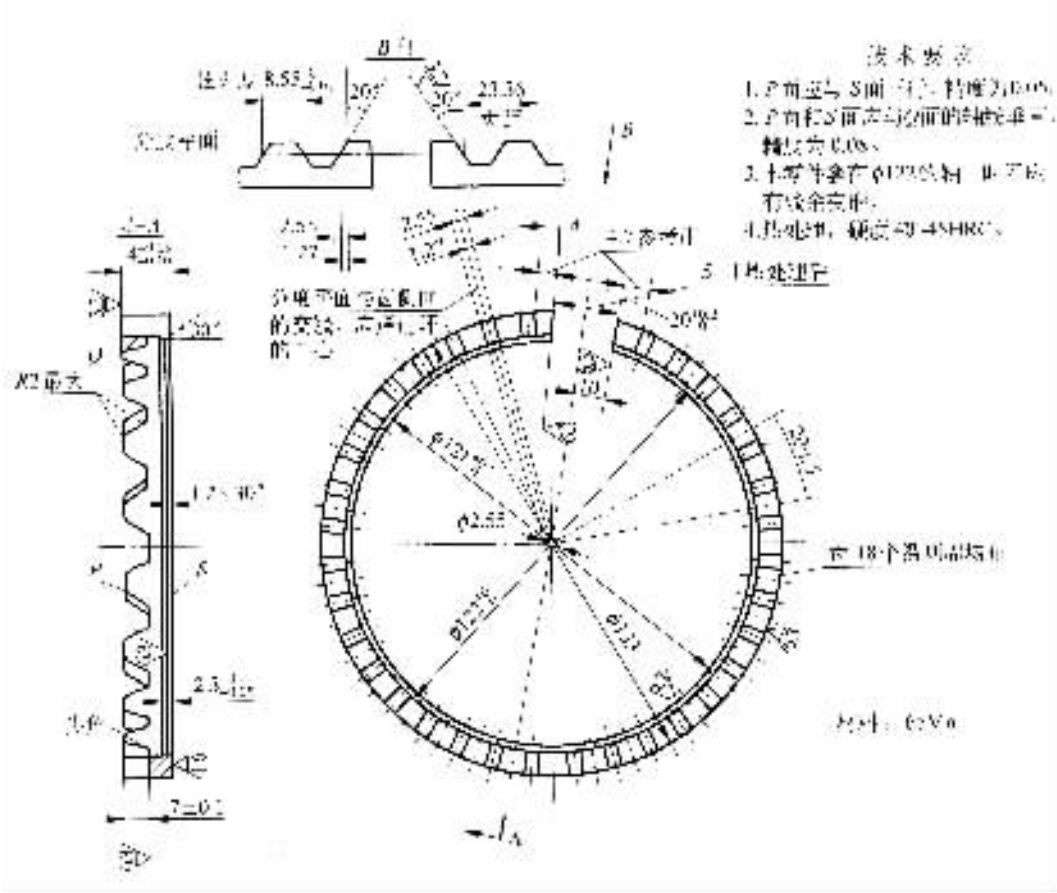


图 4－6－257　MA3－502 汽车牙嵌式自由轮差速器的消声环

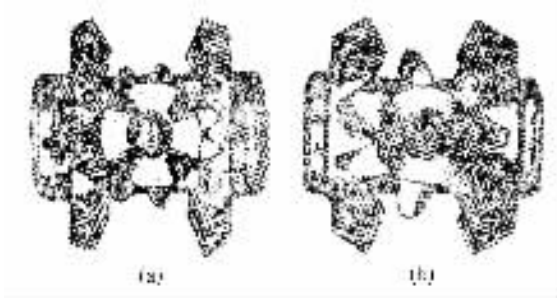


图 4－6－258　变传动比式差速器与普通圆锥行星齿轮差速器的外观比较

(a)普通圆锥行星齿轮差速器；(b)变传动比式差速器

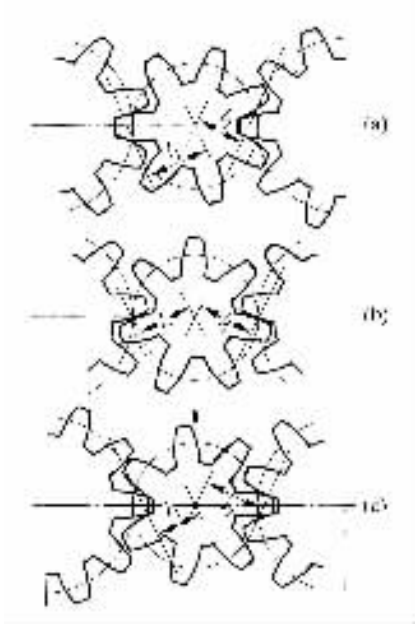


图 4－6－259 Timken 型变传动比式差速器的工作原理简图

(a) $l_1 > l_2$，右半轴传递更大的转矩；(b) $l_1 = l_2$ 左、右驱动车轮转速相等，左、右半轴传递相等转矩；(c) $l_1 < l_2$，左半轴传递更大的转矩

第五节 驱动车轮的传动装置

驱动车轮的传动装置位于汽车传动系的末端，其功用是将转矩由差速器的半轴齿轮传给驱动车轮。驱动车轮传动装置的结构型式与驱动桥的结构型式密切相关，在断开式驱动桥和转向驱动桥中，驱动车轮的传动装置包括半轴和万向节传动装置，且多采用等速万向节；在一般的非断开式驱动桥上，驱动车轮的传动装置就是半轴，半轴将差速器的半轴齿轮和车轮的轮毂联接起来。在装有轮边减速器的驱动桥上，驱动车轮的传动装置还应包括轮边减速器，这时半轴将半轴齿轮与轮边减速器的主动齿轮联接起来。

一、半轴的型式

半轴的型式主要取决于半轴的支承型式。普通非断开式驱动桥的半轴，根据其外端支承型式（见图 4－6－260）或受力状况的不同可分为半浮式、3/4 浮式和全浮式三种。

（一）半浮式半轴

如图 4－6－260(a) 及图 4－6－261 所示，半浮式半轴以其靠近外端的轴颈直接支承在置于桥壳外端内孔中的轴承上，而端部则以具有圆锥面的轴颈及键与车轮轮毂相固定（图 4－6－261(a)、(c)），或以凸缘直接与车轮轮盘及制动鼓相联接（图 4－6－261(b)）。因此，半浮式半轴除传递转矩外，还要承受车轮传来的垂向力 Z_2、纵向力（驱动力或制动力）X_2 及侧向力 Y_2 所引起的弯矩 $(Z_2 - g_w)b$、$X_2 b$、$Y_2 r_r$（g_w 为车轮对地面的垂直载荷）。由此可见，半浮式半轴所承受的载荷较复杂，但它具有结构简单、质量小、尺甘紧凑、造价低廉等优点，故被质量较小、

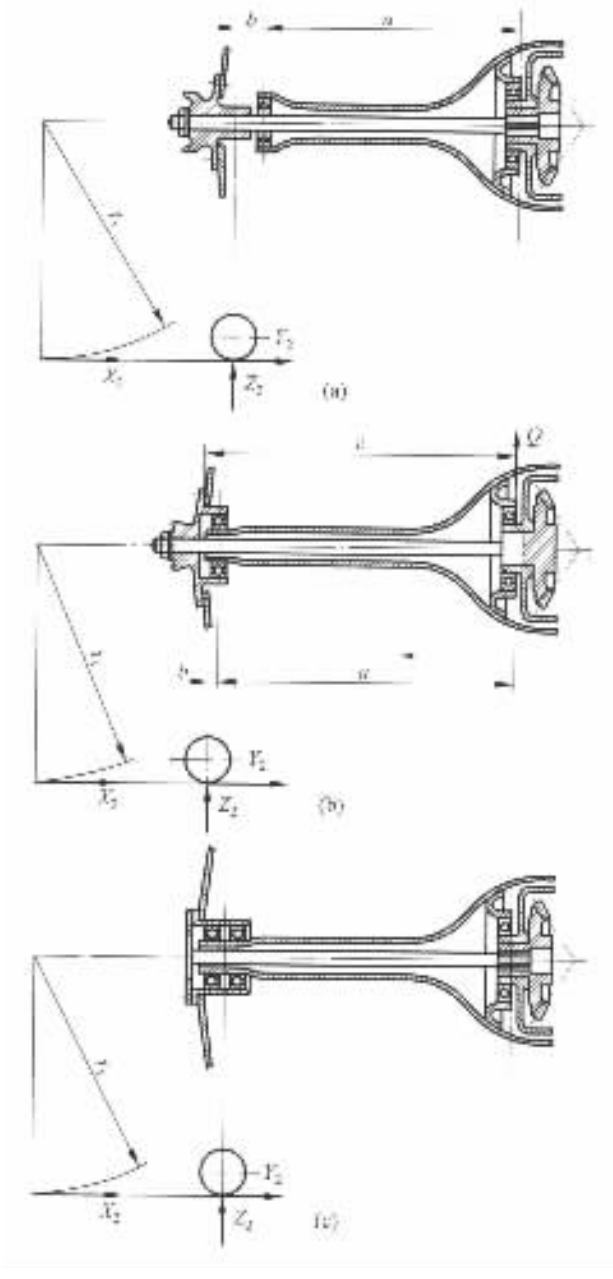


图 4－6－260　半轴型式及受力简图

(a)半浮式；(b)3/4 浮式；(c)全浮式

使用条件较好、承载负荷也不大的轿车和微型客、货汽车所采用。

当半轴外端安装在一对圆锥滚子轴承上时(图 4－6－261(a))，可以承受正反两个方向的轴向载荷；当半轴外端支承在一个圆锥滚子轴承上时(图 4－6－261(c))，向外的轴向力由轴承承受，而向内作用的轴向力由两半轴之间的滑块传给另一半轴的外端轴承。也有装用可以承受双向作用轴向力的向心推力球轴承的结构(图 4－6－261(b))，但这种轴承的使用寿命较短。

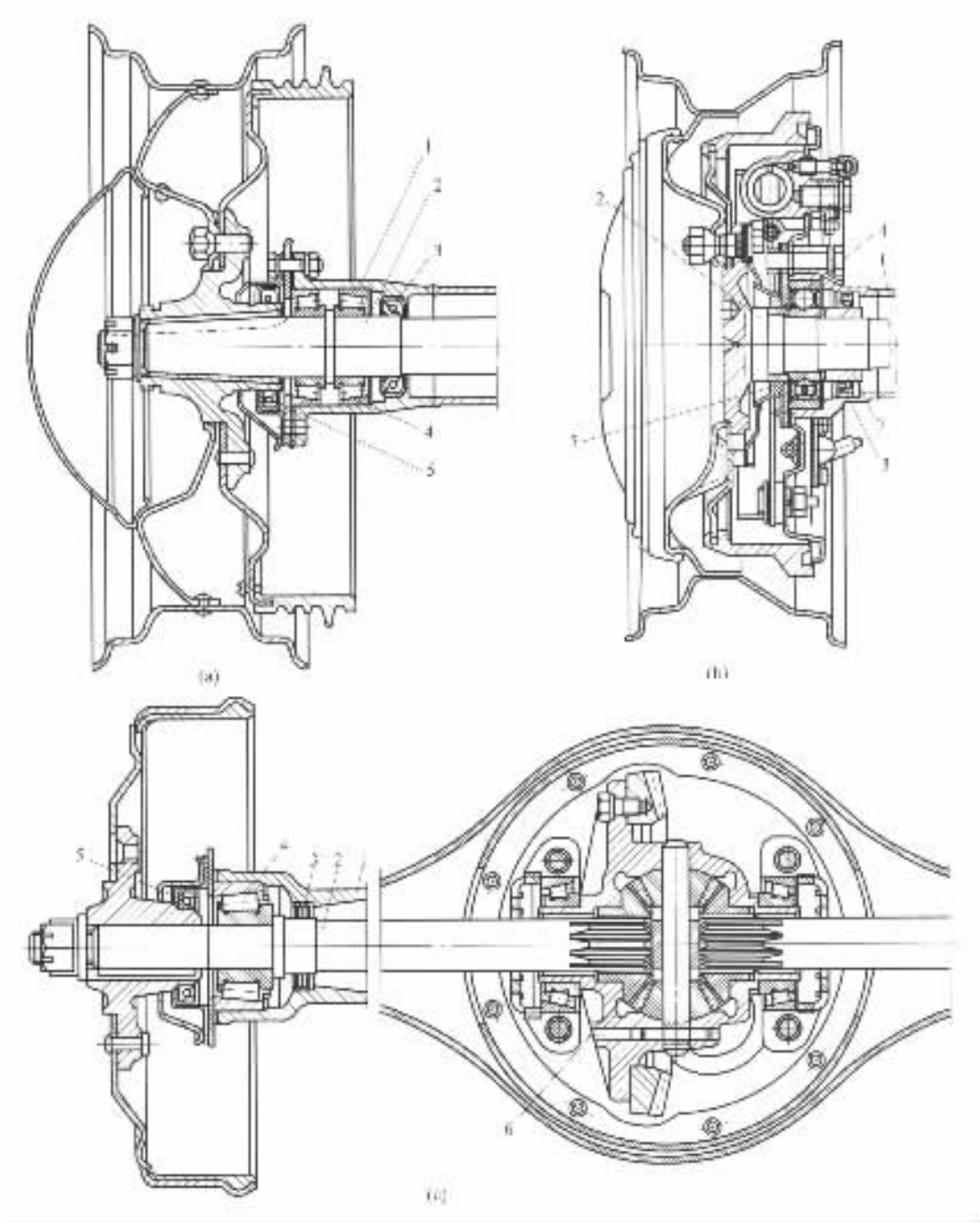


图 4－6－261 半浮式半轴的结构与安装

(a)外端以圆锥面及键与轮毂相固定并支承在一对圆锥滚子轴承上；(b)外端以凸缘与轮盘及制动鼓相固定并支承在一个向心推力球轴承上；(c)外端以圆锥面及键与轮毂相固定并支承在一个圆锥滚子轴承上

1－桥壳；2－半轴；3，5－油封；4－轴承；6－滑块；7－油封座环

(二)3/4 浮式半轴

如图 4－6－260(b)、图 4－6－262 及图 4－6－11 所示，3/4 浮式半轴的结构特点是半轴外

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

端仅有一个轴承并装在驱动桥壳半轴套管的端部，直接支承着车轮轮毂，而半轴则以其端部与轮毂相固定。在这种结构中，如车轮中心和轴承中心重合，即当图 4－6－260(b)中的尺寸 $b=0$ 时，纵向力 X_2 与垂向力 Z_2 由车轮直接传给桥壳半轴套管，而侧向力 Y_2 产生的弯矩 $Y_2 r_r$，由于一个轴承(往往采用圆柱滚子轴承)的支承刚度较差，将部分地传给半轴。假如车轮与轴承中心间的距离 b 不等于零，则虽然纵向力 X_2 及垂向力 Z_2 经轴承传给桥壳半轴套管，但力 X_2、Y_2 与 Z_2 所形成的弯矩需由半轴及桥壳的半轴套管来共同承受，即 3/4 浮式半轴还需承受部分弯矩，其比例大小依半轴的刚度、轴承的结构型式及其支承刚度、安装尺寸 b、r_r 等因素决定。与半浮式半轴相比，此处的 6 值要比半浮式的小，3/4 浮式半轴的载荷工况也有所改善，但比全浮式半轴的载荷工况差。侧向力 Y_2 引起的弯矩 $Y_2 r_r$ 使轴承有歪斜的趋势，这将急剧降低轴承的寿命。3/4 浮式半轴的优点是结构简单、轻便，也可以采用简单的圆锥表面与键和轮毂的联接方法(见图 4－6－11)，因此可用于轿车和微型、轻型客、货车，但未得到推广。当此种半轴外端处的半轴套管上安装不能承受轴向力的圆柱滚子轴承时，半轴则必须与半轴齿轮制成一体，在此情况下，轴向力将传到差速器壳的轴承上。

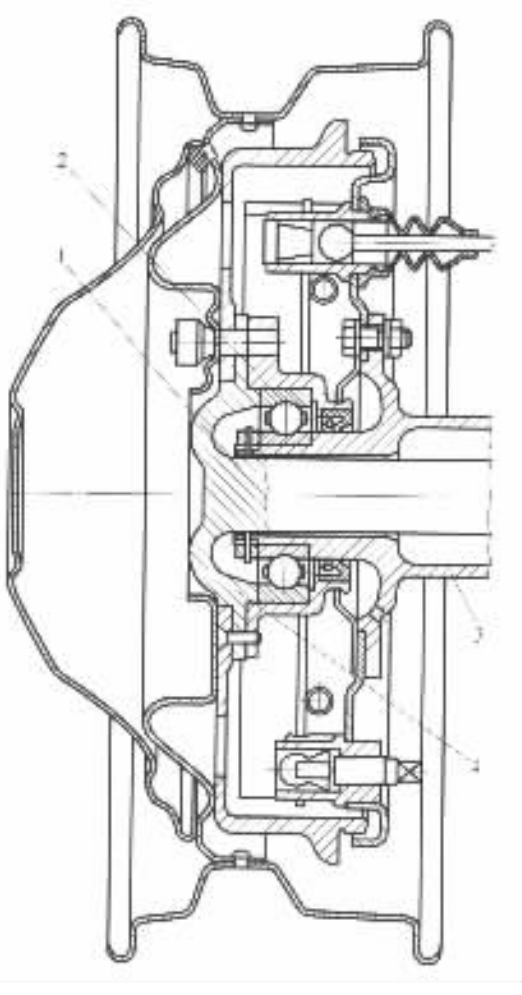


图 4－6－262　3/4 浮式半轴的结构与安装

1－半轴 2－轴承 3－驱动桥壳的半轴套管 4－半轴凸缘

(三)全浮式半轴

如图 4－6－260(c)及图 4－6－263 所示，全浮式半轴的外端和以两个轴承(且几乎全用圆锥滚子轴承)支承于桥壳的半轴套管上的轮毂相联接。由于车轮所承受的垂向力 Z_2、纵向力 X_2、侧向力 Y_2 以及由这些力所引起的弯矩都经过轮毂、轮毂轴承传给桥壳，因此全浮式半轴只承受传动系的转矩而不承受弯矩。但在实际结构中，由于零件加工精度和装配精度的影响及桥壳、轴承支承刚度的不足等原因，仍可能使全浮式半轴在实际使用条件下承受一定弯矩，但在设计计算中可忽略不计。具有全浮式半轴的驱动桥外端结构比较复杂，需采用形状复杂且质量及尺寸均较大的轮毂，制造成本较高，故小型汽车及轿车等不必采用这种结构。但由于其工作可靠，故广泛用于轻型及以上的各种载货汽车、越野汽车和客车上。

在现代汽车全浮式半轴的结构中，几乎都采用一对圆锥滚子轴承支承轮毂，并且两轴承的圆锥滚子的锥顶应相向安装，轴承应有一定的预紧，调整好后用锁紧螺母予以锁紧(见图 4－6－263(a)、(c))，极少采用球轴承的结构方案(见图 4－6－263(b))。半轴本身的结构形状，以

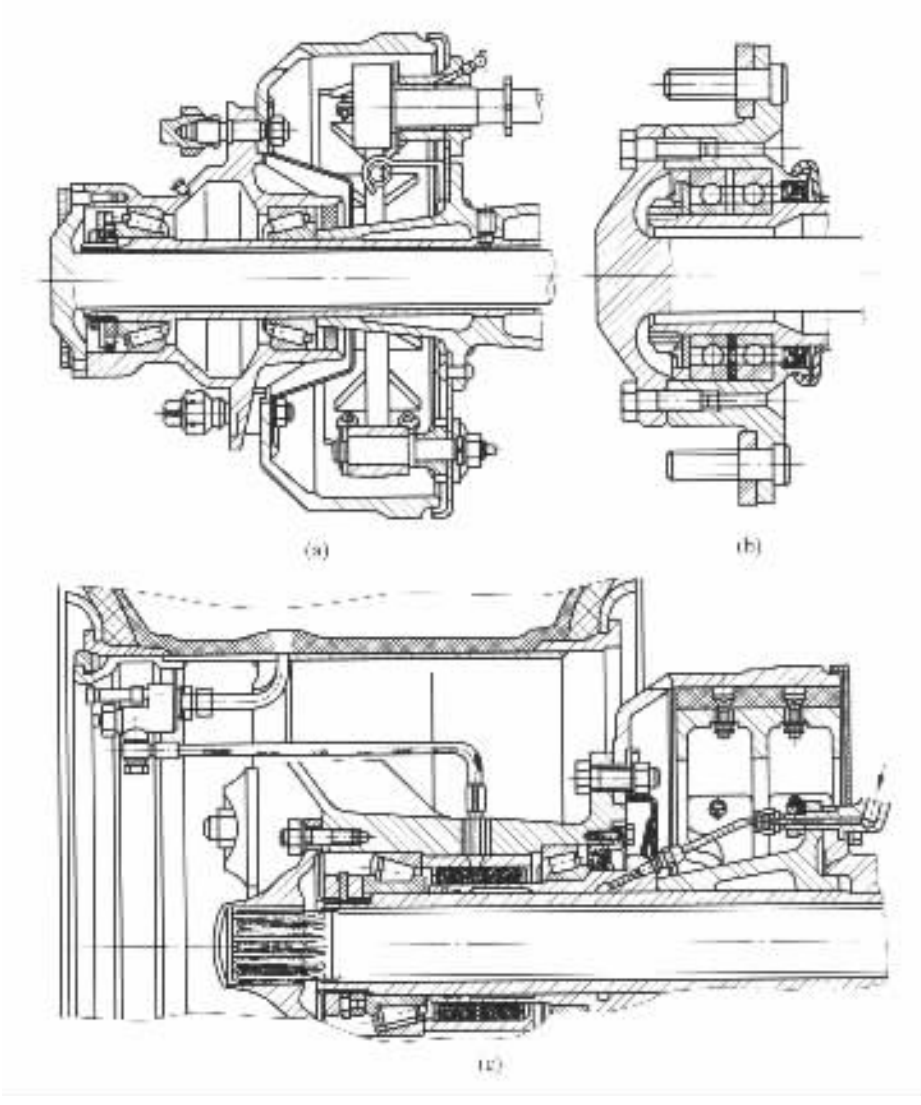


图 4－6－263 全浮式半轴的结构型式与安装

(a)半轴外端以凸缘与轮毂联接并采用一对圆锥滚子轴承支承轮毂的常见结构；(b)采用一对球轴承支承轮毂的结构；(c)半轴外端以花键与轮毂联接的结构(用于重型汽车)

端部锻成凸缘(法兰)的为最常见(见图 4－6－263(a)、(b))，在重型汽车上，有时将半轴外端制成花键，以花键与轮毂联接(图 4－6－263(c))。也有采用齿轮套作为联接半轴与轮毂的中间零件的结构，这时可使半轴在实际上不受弯矩而成为名符其实的全浮式半轴。

二、半轴的设计计算

半轴的主要尺寸是它的直径，在设计时首先可根据对使用条件和载荷工况相同或相近的同类汽车同型式半轴的分析比较，大致选定从整个驱动桥的布局来看比较适合的半轴半径，然后对它进行强度核算。

计算时首先应合理地确定作用在半轴上的载荷，应考虑到以下三种可能的载荷工况：

①纵向力 X_2(驱动力或制动力)最大时，其最大值为 $Z_2\varphi$，附着系数 φ 在计算时取 0.8，没

有侧向力作用；

②侧向力 Y_2 最大时，其最大值为 $Z_2\varphi_1$（发生于汽车侧滑时），侧滑时轮胎与地面的侧向附着系数 φ_1 在计算时取 1.0，没有纵向力作用；

③垂向力最大时（发生在汽车以可能的高速通过不平路面时），其值为 $(Z_2 - g_w)k_d$，其中 g_w 为车轮对地面的垂直载荷，k_d 为动载荷系数，这时不考虑纵向力和侧向力的作用。

由于车轮承受的纵向力 X_2、侧向力 Y_2 值的大小受车轮与地面最大附着力的限制，即有

$$Z_2\varphi = \sqrt{X_2^2 + Y_2^2}$$

故纵向力最大时不会有侧向力作用，而侧向力最大时也不会有纵向力作用。

（一）半浮式半轴计算载荷的确定

半浮式半轴的设计计算，应根据上述三种载荷工况进行。

1. 半浮式半轴在上述第一种载荷工况下

这时图 4－6－260 所示的车轮所受的纵向力 X_2（驱动力或制动力）最大，同时承受垂向力 Z_2。半轴同时承受由 X_2 力及 Z_2 力引起的弯矩和由 X_2 引起的转矩 $X_2 r_r$。

对左、右半轴来说，垂向力为

$$Z'_{2L} = Z'_{2R} = Z_2 - g_w = \frac{m'G_2}{2} - g_w \tag{4-6-136}$$

式中：g_w——一侧车轮（包括轮毂、制动器等）本身对地面的垂直载荷，N；

G_2——汽车满载静止于水平地面上时驱动桥给地面的载荷，N；

m'——汽车加速和减速时的质量转移系数，对于前驱动桥可取 $m'_1 = 1.4 \sim 1.7$；对于后驱动桥可取 $m'_2 = 1.2 \sim 1.4$。

纵向力应按最大附着力计算，即

$$X_{2L} = X_{2R} = \frac{m'G_2}{2}\varphi \tag{4-6-137}$$

式中：φ——轮胎与地面的附着系数，取 $\varphi = 0.8$。

对于驱动车轮来说，当按发动机最大转矩 $T_{e\,max}$ 及传动系最低挡传动比 i_{TL} 计算所得的纵向力（见式（4－6－138））小于由最大附着力所决定的纵向力时，则应按下式计算，即

$$X_{2L} = X_{2R} = \xi T_{e\,max} i_{TL} \eta_T / r_r \tag{4-6-138}$$

式中：ξ——差速器的转矩分配系数，见式（4－6－102），对于普通圆锥行星齿轮差速器取 $\xi = 0.6$；

$T_{e\,max}$——发动机最大转矩，N·m；

η_T——汽车传动系效率，计算时可忽略不计或取为 0.9；

i_{TL}——传动系最低挡传动比，即为变速器Ⅰ挡传动比 $i_{gⅠ}$、分动器或副变速器低挡传动比 i_{FL} 及主减速比 i_0 之乘积；

r_r——轮胎的滚动半径，m。

左、右半轴所承受的合成弯矩 M_Σ（N·m）为

$$M_\Sigma = b\sqrt{(Z'_{2L})^2 + X_{2L}^2} = b\sqrt{(Z'_{2R})^2 + X_{2R}^2} \tag{4-6-139}$$

式中：b——见图 4－6－260。

转矩为

$$T = X_{2L} r_r = X_{2R} r_r \tag{4-6-140}$$

2. 半浮式半轴征上述第二种载荷工况下

由于侧向力最大时没有纵向力作用，所以半轴只受弯矩。在侧向力 Y_2 的作用下，左、右车轮承受的垂向力 $Z_{2L}2$、Z_{2R}和侧向力 Y_{2L}、Y_{2R}各不相等，而半轴所受的力(N)为

$$Z'_{2L} = Z_{2L} - g_w = \frac{G_2}{2}\left(1 \pm \frac{2h_g\varphi_1}{B_2}\right) - g_w \tag{4-6-141}$$

$$Z'_{2R} = Z_{2R} - g_w = \frac{G_2}{2}\left(1 \mp \frac{2h_g\varphi_1}{B_2}\right) - g_w \tag{4-6-142}$$

$$Y_{2L} = \frac{G_2}{2}\left(1 \pm \frac{2h_g\varphi_1}{B_2}\right)\varphi_1 \tag{4-6-143}$$

$$Y_{2R} = \frac{G_2}{2}\left(1 \mp \frac{2h_g\varphi_1}{B_2}\right)\varphi_1 \tag{4-6-144}$$

式中的“+”、“-”号的取舍规定为：当侧向力 Y_2 向右作用时(如图 4-6-260 所示)，取上面的符号；Y_2 向左作用时，取下面的符号。

式中：B_2——左、右驱动车轮的轮距，mm；

h_g——汽车质心高度，mm；

φ_1——轮胎与路面的侧向附着系数，取 $\varphi_1 = 1.0$；

G_2，g_w——见式(4-6-136)下的说明。

不难得到这样的结论：由 Z'_2、Y_2 所引起的半轴弯矩，在一侧的半轴上应相加，而在另一侧半轴上则应相减，即在左、右半轴上由 Z'_2 和 Y_2 引起的合成弯矩应分别为

$$M_{\sum L} = Y_{2L} r_r \mp Z'_{2L} b \tag{4-6-145}$$

$$M_{\sum R} = Y_{2R} r_r \pm Z'_{2R} b \tag{4-6-146}$$

式中的“+”、“-”号的取舍与式(4-6-144)下的说明相同。

3. 半浮式半轴在上述第三种载荷工况下

由于垂向力最大时没有纵向力和侧向力作用，所以半轴只受垂向弯矩：

$$M_{\sum V} = k_d\left(\frac{G_2}{2} - g_w\right) b \tag{4-6-147}$$

式中：k_d——动载荷系数，轿车、客车取 1.75；载货汽车取 2.5；越野汽车取 3.0。

(二)3/4 浮式半轴计算载荷的确定

按前述第一、二种载荷工况计算。其危险断面位于半轴与轮毂相配表面的内端，即距离该半轴内端支承反力 Q 为 c 的断面处(见图 4-6-260(b))。

1.3/4 浮式半轴在前述第一种载荷工况下

半轴同时承受 Z'_2 及 X_2 力引起的弯矩以及转矩 $X_2 r_r$(见图 4-6-260(b))。

半轴内端支承反力 Q 为

$$Q = \frac{b}{a}\sqrt{(Z'_2)^2 + X_2^2}$$

故离 Q 力的距离为 c 的危险断面处，半轴承受的合成弯矩为

$$M_{\sum} = \frac{bc}{a}\sqrt{(Z'_{2L})^2 + X_{2L}^2} = \frac{bc}{a}\sqrt{(Z'_{2R})^2 + X_{2R}^2} \tag{4-6-148}$$

转矩亦可由式(4-6-140)求得，即

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

$$T = X_{2L} r_r = X_{2R} r_r$$

式中：Z'_{2L}、Z'_{2R}、X_{2L}、X_{2R}的求法见式(4－6－136)～式(4－6－138)。

2.3/4 浮式半轴在前述第二种载荷工况下

如果轮毂轴承的夹持力矩不大，则 3/4 浮式半轴承受弯矩。求弯矩时应考虑到轮毂轴承和半轴内端与差速器壳的夹持作用。这时左、右半轴上的弯矩分别为

$$M_{\sum L} = \left(Y_{2L} r_r \mp Z'_{2L} b - M_1\right) \frac{c}{a - \frac{c-a}{2}} \tag{4-6-149}$$

$$M_{\sum R} = \left(Y_{2R} r_r \pm Z'_{2R} b - M_1\right) \frac{c}{a - \frac{c-a}{2}} \tag{4-6-150}$$

式中“＋”、“－”号的取舍规定，见式(4－6－144)下的说明；Z'_{2L}、Z'_{2R}、Y_{2L}、Y_{2R}的求法，见式(4－6－141)～式(4－6－144)；M_1 为轮毂轴承夹持作用的力矩。

如果轮毂轴承有足够的支承刚度，能保证轮毂的充分夹紧，则在车轮侧滑时，半轴上的弯矩可以不计，即 $M_{\sum} = 0$，俄罗斯的 ГАЗ M－20 型伏尔加牌轿车的 3/4 浮式半轴(见图 4－6－11)即属于这种情况。

(三)全浮式半轴计算载荷的确定

全浮式半轴只承受转矩，其计算转矩可按式(4－6－140)求得，而式中的 X_{2L}、X_{2R}是按式(4－6－137)或式(4－6－138)算得，并取两者中的较小值。表 4－6－54 给出了按发动机最大转矩 $T_{e\,max}$、传动系最低挡传动比 i_{TL}计算半轴转矩 T(N·m)时的公式。

表 4－6－54　按 $T_{e\,max}$ i_{TL}讯计算半轴转矩 T 的公式

驱动型式	计　算　公　式	
4×2	$T = \xi T_{e\,max} i_{gⅠ} i_0$	
4×4	$i_{FH} > i_{FL}/2$	$T = \xi T_{e\,max} i_{gⅠ} i_0 i_{FH}$
	$i_{FH} < i_{FL}/2$	$T = \xi T_{e\,max} i_{gⅠ} i_0 i_{FL}/2$
6×6	$i_{FH}/2 > i_{FL}/3$	$T = \xi T_{e\,max} i_{gⅠ} i_0 i_{FH}/2$
	$i_{FH}/2 < i_{FL}/3$	$T = \xi T_{e\,max} i_{gⅠ} i_0 i_{FL}/3$

式中：ξ——差速器的转矩分配系数，对圆锥行星齿轮差速器可取 $\xi = 0.6$；

$i_{gⅠ}$——变速器Ⅰ挡传动比；

i_{FH}——分动器高挡传动比；

i_{FL}——分动器低挡传动比；

i_0——主减速比。

如果传动系中尚有其他减速装置(例如副变速器等)，还应考虑其对半轴转矩的影响，即在上述计算公式等式的右侧，应乘以其减速装置的传动比。

(四)半轴的强度计算

上述三种型式的半轴，均可按下式计算其扭转应力 τ：

$$\tau = \frac{T}{\frac{\pi}{16}d^3} \times 10^3 \leqslant [\tau] \tag{4-6-151}$$

式中：τ——半轴的扭转应力，MPa；

T——半轴的计算转矩，N·m，见表 4-6-54；

d——半轴杆部直径，mm；

$[\tau]$——半轴扭转的许用应力，可取为 $[\tau]$ = 490 ~ 588MPa。

表 4-6-55 给出了一些汽车半轴的材料、热处理及扭转应力等供参考。

表 4-6-55 一些汽车半轴的材料、热处理及扭转应力 τ

车型	半轴杆部直径 d/mm	半轴材料	半轴热处理工艺及硬度	半轴的计算转矩 T/N·m		半轴的扭转应力 τ/MPa	
				按最大驱动力矩	按最大附着力矩	按最大驱动力矩	按最大附着力矩
解放 CA10B	50	40MnB	调质 341 ~ 415HB	8682.8	9633.4	350.84	392
跃进 NJ130	40	35CrMnSi	调质 388 ~ 444HB	5145	5674.2	409.15	451.78
东风 EQ140	50	40MnB	高频淬火，深 4 ~ 7mm 52 ~ 63HRC	10584	11074	431.2	450.8
黄河 JN150	52	40CrMnMo	调质 341 ~ 415HB				
北京 BJ370	62.5	40CrMnMo	调质 28 ~ 32HRC 花键高频淬火 40 ~ 45HRC	12299	40160.4	256.76	837.9
北京 BJ130	35 ± 0.2	40Cr	调质，心部 28 ~ 32HRC 杆部高频淬火 56 ~ 62HRC 深不小于 1.5mm				
延安 SX250	54	40Cr	高频淬火 50 ~ 55HRC 深 7 ~ 10mm，心部 30 ~ 35HRC 喷丸处理				

还应计算半轴在承受最大转矩时其花键的剪切应力与挤压应力。

半轴花键的剪切应力 τ_s 为

$$\tau_s = \frac{T \times 10^3}{\left(\frac{D_B + d_A}{4}\right) z L_P b \phi} \quad \text{MPa} \tag{4-6-152}$$

半轴花键的挤压应力 σ_c 为

$$\sigma_c = \frac{T \times 10^3}{\left(\frac{D_B + d_A}{4}\right)\left(\frac{D_B - d_A}{2}\right) z L_P b \phi} \quad \text{MPa} \tag{4-6-153}$$

式中：T——半轴承受的最大转矩，N·m；

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

D_B——半轴花键(轴)外径,mm;

d_A——相配的花键孔内径,mm;

z——花键齿数;

L_P——花键工作长度,mm;

b——花键齿宽,mm;

ϕ——载荷分布的不均匀系数,计算时可取为 0.75。

半轴的最大扭转角为

$$\theta = \frac{Tl}{GJ} \times \frac{180}{\pi} \times 10^3 \tag{4-6-154}$$

式中:T——半轴承受的最大转矩,N·m;

l——半轴长度,mm;

G——材料的剪切弹性模量,MPa;

J——半轴横截面的极惯性矩,$J = \frac{\pi}{32} d^4$,mm^4。

半浮式半轴及 3/4 浮式半轴的弯曲应力 σ_w 及合成应力 $\sigma_\sum$ 为

$$\sigma_w = \frac{M_\sum}{\frac{\pi}{32} d^3} \times 10^3 \quad \text{MPa} \tag{4-6-155}$$

$$\sigma_\sum = \sqrt{\sigma^w + 3\tau^2} \quad \text{MPa} \tag{4-6-156}$$

式中:$M_\sum$——半轴承受的合成弯矩,N·m,见式(4-6-139)、式(4-6-145)~式(4-6-150);

d——半轴危险断面的直径,mm;

τ——半轴的扭转应力,见式(4-6-151)。

半轴计算时的许用应力与所选用的材料、加工方法、热处理工艺及汽车的使用条件有关。表 4-6-56 给出了采用不同材料及热处理方法的全浮式半轴的静扭试验结果。由该表可知,

表 4-6-56　几种汽车全浮式半轴的静扭试验结果

车型	半轴材料	半轴杆部直径/mm	热处理方法、硬度			屈服极限			强度极限		
			方法	表面硬度	心部硬度	转矩/N·m	应力 τ/MPa	扭转角	转矩/N·m	应力 τ/MPa	扭转角
解放 CA30	40Cr	40	调质	388~344HB		8820	703.64		11956	952.56	236°
解放 CA30A	40Cr	42	调质	381HB	304HB	10486	723.24		14308	980	224°
解放 CA10B	40Cr	50	调质	341~415HB		16660	680.12		24500	999.6	900°
解放 CA10	40Cr	45.6	调质	388~444HB					20286	1091.7	472°
红卫 GZ140	40MnB	38.75	调质	388~444HB		8379	735		12014.8	1048.6	
黄河 JN150	40MnVB	52	调质			25480	926.1		29400	1068.2	
黄河 JN150	40CrMnMo	52	调质	341~415HB		24500	891.8		28812	1048.6	
东风 EQ240	40MnB	41	高频淬火			13161.4	972.16		16924.6	1254.4	
ГАЗ-51	40	40	高频淬火	500HB	230HB	9574.6	764.4	27.2°	13416.2	1068.2	157.7°
ГАЗ-51	35CrMnTi	40	调质	388~444HB		9765.7	779.1	28.5°	13097.7	1043.7	240°
МАЗ-200	45	58	高频淬火	56~60HRC		21726.6*	571.83*		31683.4*	812.42*	
МАЗ-200	38CrMnSi	58	调质	388~444HB		23324*	589.96*		42159.6*	1074.67*	

* 平均值

当采用 40Cr、40MnB、40MnVB、40CrMnMo、40 钢及 45 钢等作为全浮式半轴的材料时，其扭转屈服极限可达到 784MPa 左右。在保证安全系数在 1.3～1.6 范围时，半轴的扭转许用应力可取为 $[\tau]=490\sim588$MPa。

对于使用条件差的汽车，例如越野汽车、矿用汽车等，应选用较大的安全系数，这时许用应力应取小值；对于使用条件较好的公路汽车，则可选取较大的许用应力。

当传递最大转矩时，半轴花键的剪切应力不应超过 71.05MPa，挤压应力不应超过 196MPa，半轴单位长度的最大转角不应大于 8°/m。

（五）全浮式半轴杆部直径的初选

在设计时，全浮式半轴杆部直径的初步选取可按下式进行：

$$d=\sqrt[3]{\frac{T\times10^3}{0.196[\tau]}}=(2.05\sim2.18)\sqrt[3]{T} \qquad (4-6-157)$$

式中：d——半轴的杆部直径，mm；

T——半轴的计算转矩，N·m；

$[\tau]$——半轴扭转许用应力，MPa。

也可以用图 4－6－264 直接预选半轴的杆部直径，该图是半轴杆部直径 d、传递的最大转矩 T、半轴扭转应力 τ 之间的关系曲线。T 是按发动机最大转矩、传动系最低挡传动比时的半轴计算转矩和车轮最大附着力矩时的半轴计算转矩两者中的较小者。按图 4－6－264 预选出半轴杆部直径后，应根据结构设计进行圆整。

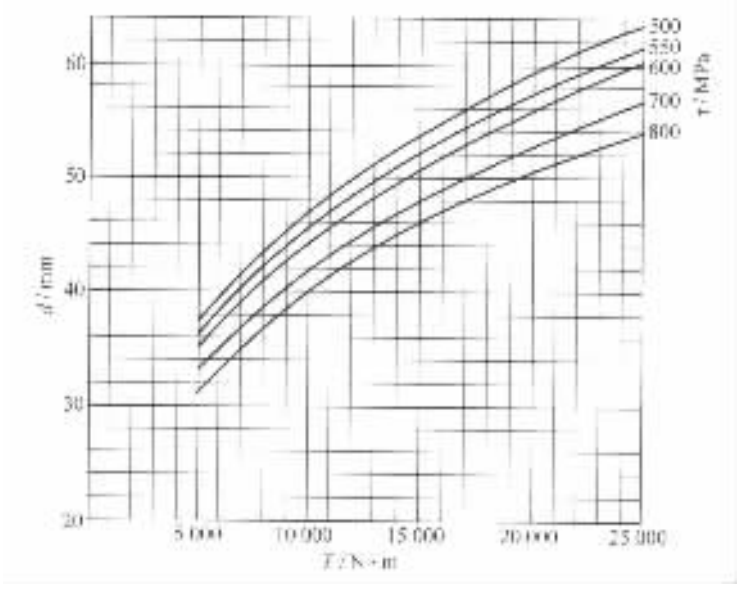


图 4－6－264 半轴杆部直径 d 与其计算转矩 T、扭转应力 τ 之间的关系曲线

例如，当半轴的计算转矩 $T=9800$N·m 时，如取扭转应力 $\tau=539$MPa，则半轴的杆部直径 d 按图 4－6－264 得 45.5mm。此时静扭的安全系数 n 为

$$n=\frac{\tau n}{\tau}=\frac{784}{539}=1.45$$

式中：784——为其扭转屈服极限，MPa。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

如取半轴扭转应力 $\tau = 588\text{MPa}$，则由该图得 $d = 44.2\text{mm}$，此时静扭的安全系数 $n = 1.33$。

在通常的设计中常使半轴的强度储备低于驱动桥其他传递转矩零件的强度储备，使半轴起类似电路中“保险丝”的作用。

（六）半轴的结构设计及材料与热处理

在半轴的结构设计中，为了使花键的内径不致过多地小于半轴的杆部直径，常常将半轴加工花键的端部设计得粗一些，并且适当地减小花键槽的深度，因此花键齿数必须相应增多，一般为 10 齿（轿车半轴）到 18 齿（载货汽车半轴）。半轴的强度，尤其是其花键强度与疲劳极限的关系比与它的强度极限的关系更为密切，交变负荷能使半轴的疲劳强度大为降低，因此提高半轴疲劳强度的方法之一，是使半轴不受弯曲力矩的作用。半轴的破坏形式多为扭转疲劳破坏，因此在结构设计上应尽量增大各过渡部分的圆角半径，这对减小应力集中很有效。为了使半轴杆部和凸缘间的过渡圆角有较大的半径而又不致引起与其他零件的干涉，常常将半轴凸缘设计成如图 4－6－265、图 4－6－266 所示的形状。

对于重型汽车来说，半轴的杆部直径较粗，外端凸缘也较大，这时当无较大锻造设备时，可以不要凸缘而采用两端都用花键联接的结构。具有轮边减速器的驱动桥，半轴的结构也采用两端都是花键式的。这时为了简化工艺，可将两端花键的尺寸参数选为相同的，如图 4－6－267 所示。现代汽车的半轴，广泛采用渐开线花键，但也有采用矩形或梯形花键的。

对于半浮式和 3/4 浮式半轴，其外端可以采用结构简单的圆锥面和键来固定轮毂，也可采用凸缘式结构。当 3/4 浮式半轴外端的轮毂轴承为不能承受轴向力的轴承时，半轴的内端必须与半轴齿轮制成一体。

关于半轴的材料，过去大都采用含铬的中碳合金钢，如 40Cr、40CrMnMo、35CrMnTi、38CrMnSi（见表 4－6－55、表 4－6－56）、40CrMnSi、35CrMnSi、42CrMo（上海 SH760 半轴）等，后来推广我国研制出的新钢种如 40*MnB* 等作为半轴材料，效果很好。例如，采用 40MnB 经高频淬火处理的半轴，静强度超过用 40Cr 制造并调质处理的半轴，其扭转屈服极限超过 784MPa。由于采用了能准确控制工艺要求的感应（高频、中频）淬火以及喷丸处理、滚压半轴凸缘根部过渡圆角等增强半轴的先进工艺，半轴的疲劳强度可以大大提高，因此不用合金钢制造的半轴日益增多。经感应淬火的碳素钢，如 40 钢，其静强度及疲劳强度与 40Cr 经调质处理的半轴不相上下。从节约较稀有的金属、降低制造成本的目标出发，采用中碳钢（40 钢、45 钢）制造半轴是发展趋势，国外已多有采用。

半轴的热处理过去都采用调质处理的方法，调质后要求杆部硬度为，388～444HB（凸缘部分的硬度允许降至 248HB）。近些年来采用高频、中频等感应淬火的日益增多。这种处理方法能保证半轴表面有适当的硬化层。由于硬化层本身的强度较高，加之在半轴表面形成大的残余压应力，因此使半轴的静强度和疲劳强度大为提高，尤其是疲劳强度提高得更为显著。当半轴采用感应（高频、中频）淬火时，杆部表面硬度推荐在 52～62HRC 范围内，心部硬度可控制在 30～35HRC；花键部分的表面硬度可定为 50～55HRC；不淬火区（凸缘等）的硬度可定在 248～277HB 范围内。采用感应淬火时，通常推荐半轴杆部表面硬化层的深度为其半径的 $\frac{1}{4}$～$\frac{1}{3}$ 左右。

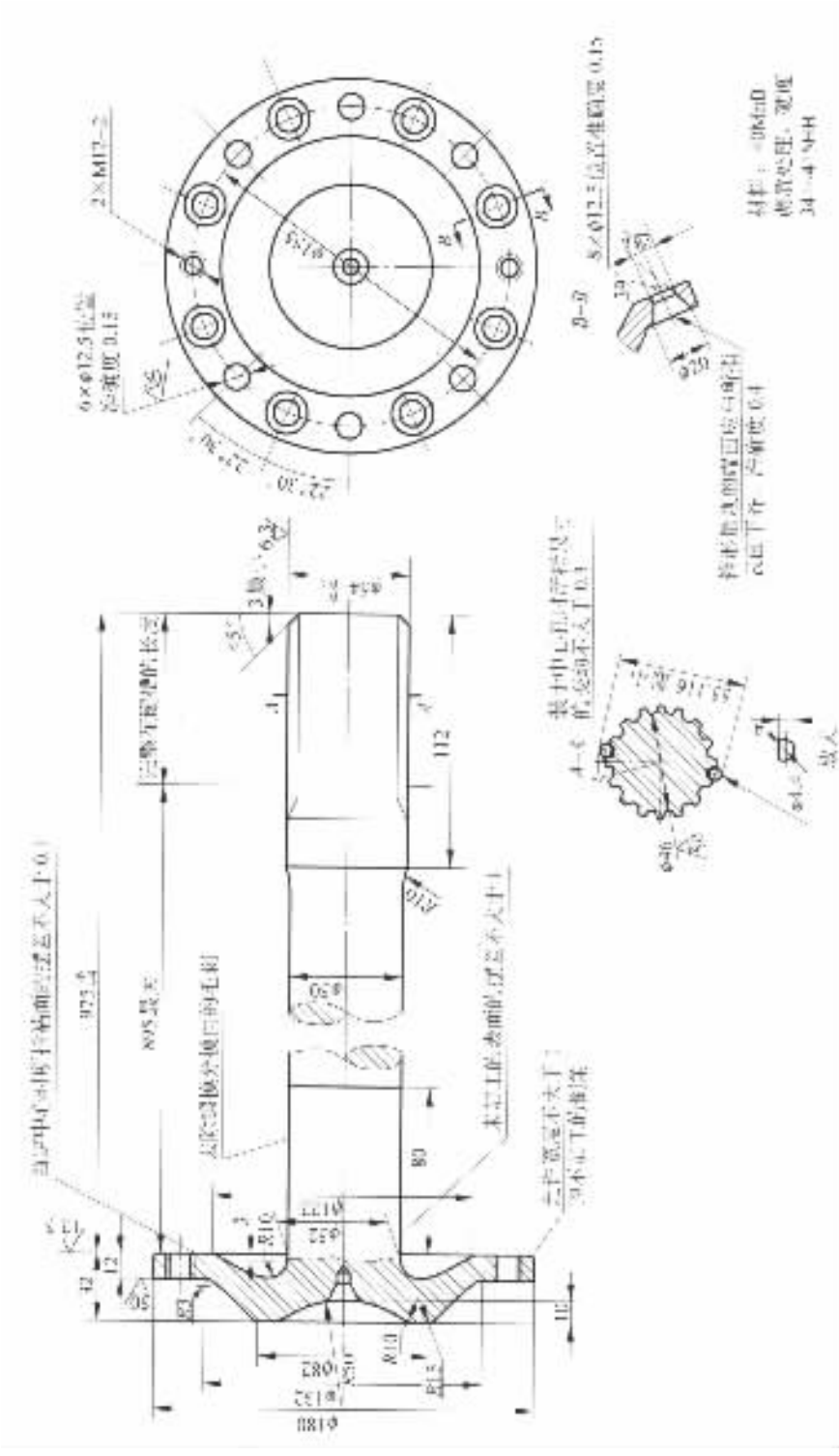


图 4－6－265 带有凸缘的全浮式半轴的结构(用于中型载货汽车)

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

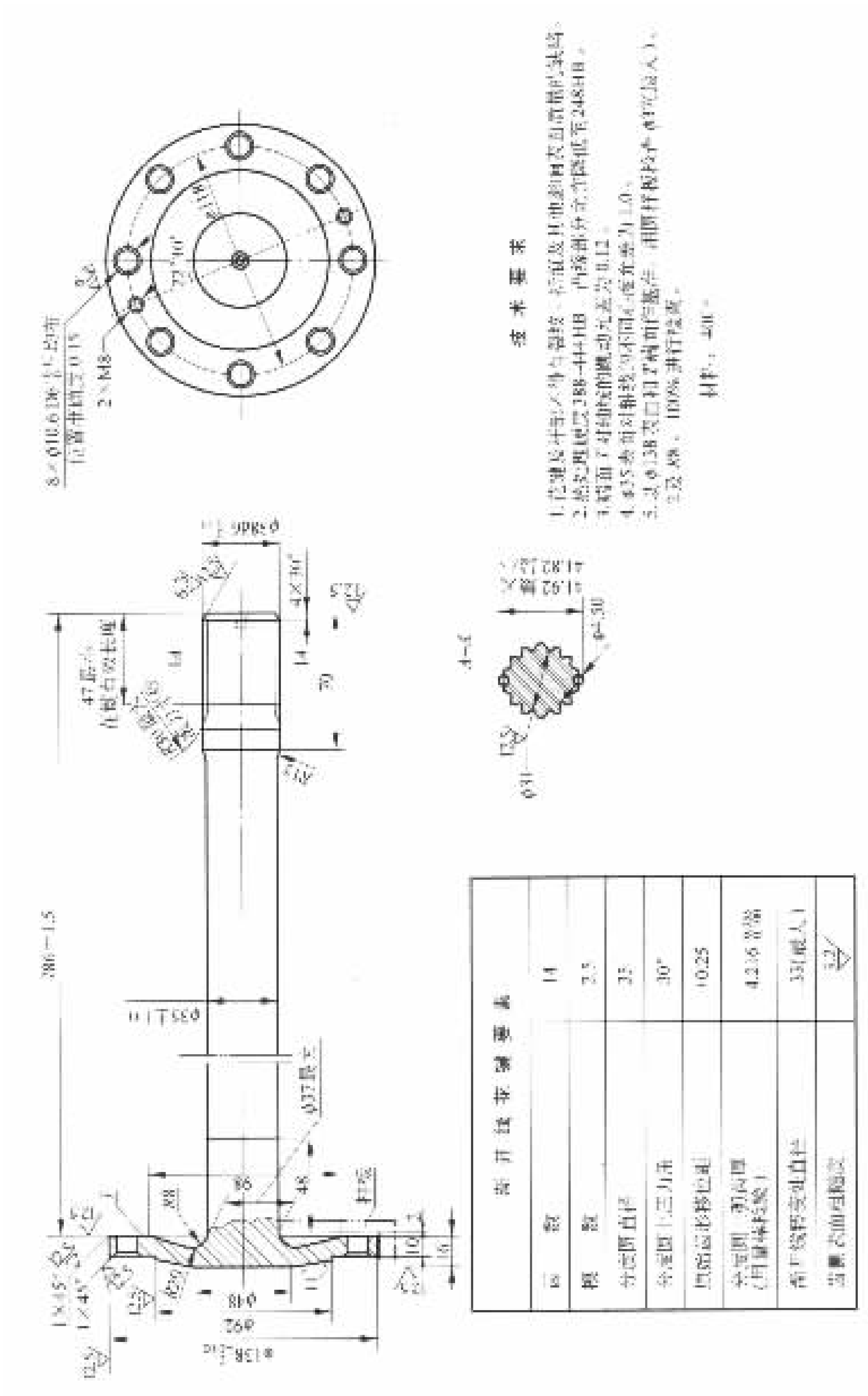


图 4－6－266　**带有凸缘的全浮式半轴的结构（用于轻型载货汽车）**

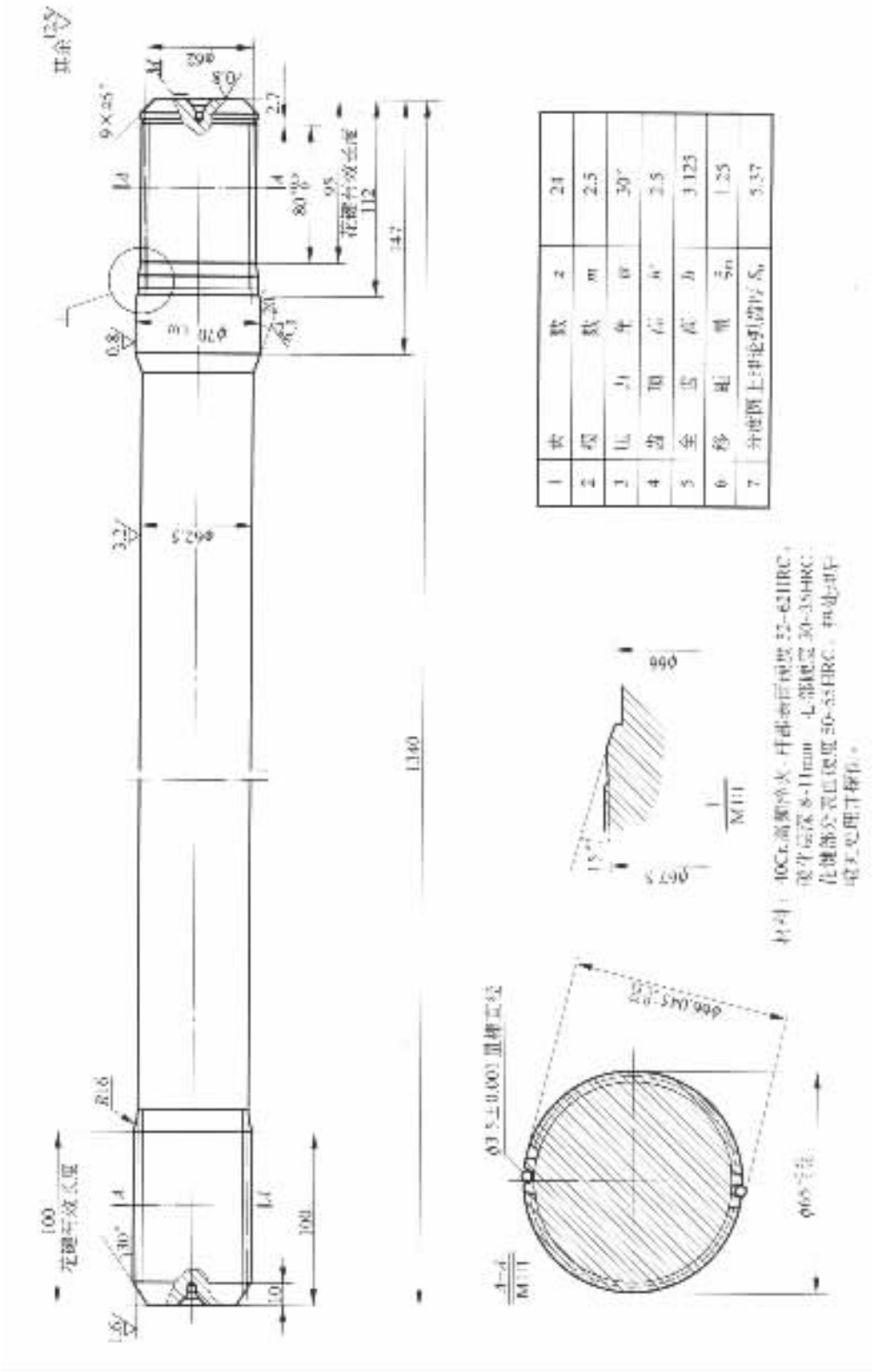


图 4－6－267 两端为花键的全浮式半轴的结构(用于重型汽车)

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

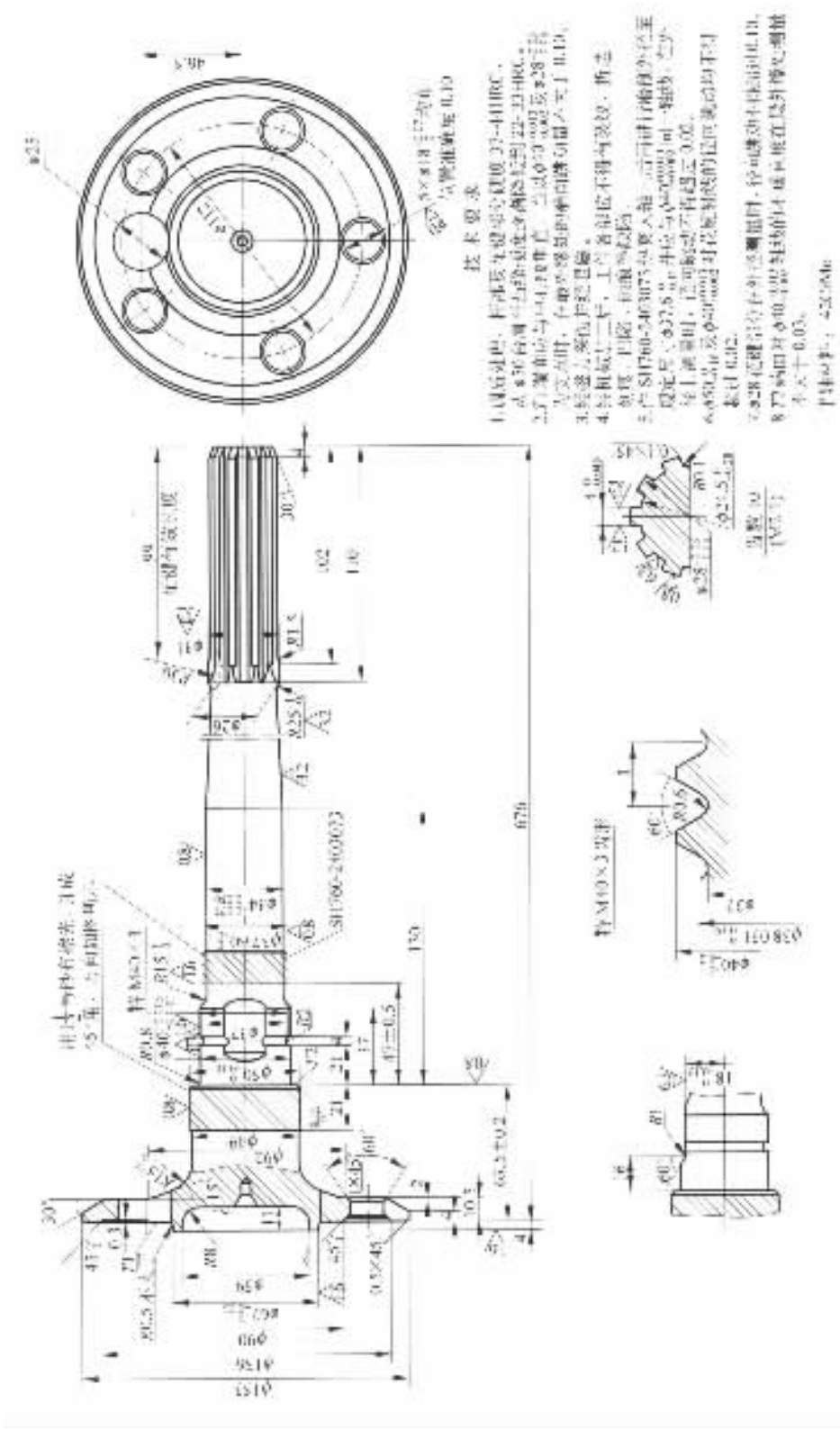


图 4－6－268　带有凸缘的半浮式半轴的结构(用于轿车)

图 4－6－269 轿车转向驱动桥的驱动车轮传动装置

1－轮毂；2－轴承；3－半轴；4－弹簧；5－等速万向节

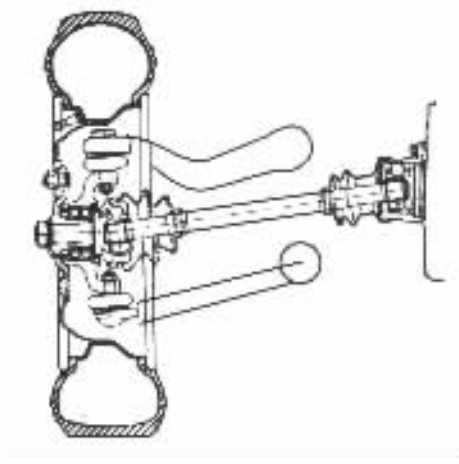


图 4－6－270 日本スバル1000型轿车的转向驱动桥的驱动车轮的传动装置

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

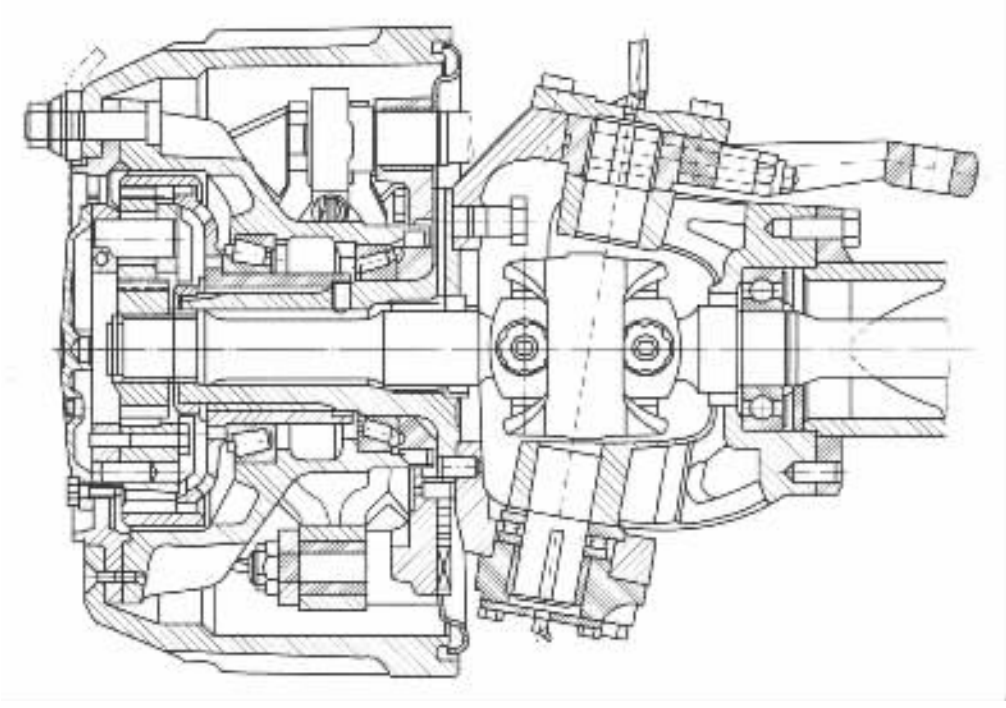


图 4－6－271　斯太尔重型汽车转向驱动桥的驱动车轮传动装置

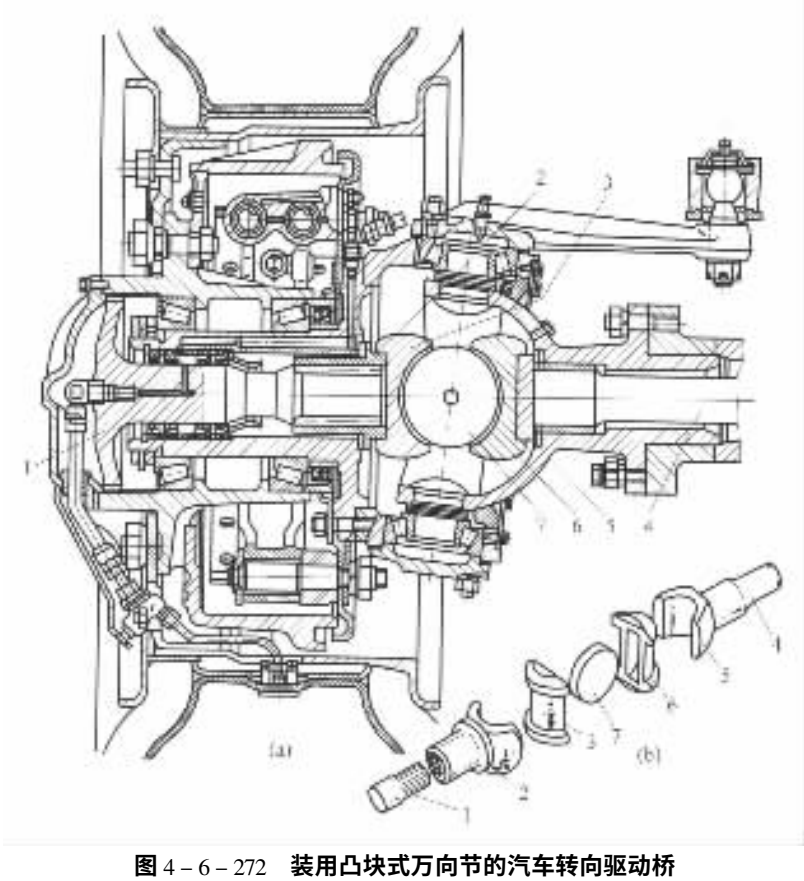


图 4－6－272　装用凸块式万向节的汽车转向驱动桥

1，4－半轴；2，5－万向节叉；3，6－凸块；7－接合圆盘

三、驱动车轮传动装置的万向节

对于转向驱动桥、断开式驱动桥和 de Dion 式驱动桥来说，在其驱动车轮的传动装置中必须采用万向节传动，以便使转向车轮能够转向，或使断开式驱动桥和 de Dion 式驱动桥的摆动半轴便于摆动。

在转向驱动桥上，如图 4－6－273 所示，常常在通往左、右转向车轮的传动装置中，在车轮的转向主销处，各安装一个等速万向节；而在断开式驱动桥、de Dion 式驱动桥上，在其左、右驱动车轮的传动装置中，如图 4－6－274 所示，则往往各采用一对普通的十字轴万向节；也有一些汽车的断开式驱动桥，每侧只有一个十字轴万向节（见图 4－6－275）或一个等速万向节；也有左、右摆动半轴共有一个十字轴万向节的轿车驱动桥结构。

在选择万向节的结构型式时，应考虑以下使用要求：

①能够在足够宽的角度范围内可靠地传递动力；

②能够在大的转速变化范围内使所联接的两轴均匀地旋转，由于两轴间有夹角而产生的附加载荷应在允许范围内；

③能够补偿由它所联接的两零件之间在运动时所引起的长度变化；

④传动效率高，使用寿命长，结构简单，制造方便。

下面介绍在驱动车轮的传动装置中所采用的万向节的主要结构型式。

（一）普通十字轴万向节

1. 普通十字轴万向节的结构

普通十字轴万向节如图 4－6－276 所示，由两个万向节叉及联接它们的十字轴、滚针轴承和油封等组成。其结构简单，传动效率高。十字轴万向节的损坏形式主要是十字轴轴颈和滚针轴承的磨损，十字轴轴颈和滚针轴承碗工作表面的压痕和剥落。通常认为当磨损或压痕超过 0.25mm 时，十字轴万向节就应报废。为了提高其使用寿命，出现了各种有效的组合式润滑密封装置，以润滑和保护十字轴轴颈与滚针轴承（图 4－6－277）。轿车和轻型客、货车常于装配时封入润滑脂润滑以减少车辆的润滑点，这时应采用密封效果较好的双刃口或多刃口橡胶油封。当需定期加注润滑脂时，应按图 4－6－277 所示将油封反装，以便在加注润滑脂时能将陈油和磨损产物排出。轴承中的滚针直径的差值应控制在 0.003mm 以内，否则会加重载荷在滚针间的分配不均匀性。滚针轴承的径向间隙过大会导致受载的滚针数目减少并引起滚针歪斜；间隙过小则可能受热卡住，合适的间隙为 0.009～0.095mm。滚针的周向总间隙取 0.08～0.30mm 为宜。重型汽车有时采用较粗的滚针并分成两段以提高其寿命，也有用滚柱代替滚针的结构以传动大转矩。当防止十字轴的轴向窜动及避免摩擦发热，有的在十字轴轴端和轴承碗之间加装端面滚针轴承（见图 4－6－278）。

单个十字轴万向节不是等速万向节，其特点是当主动轴与从动轴之间有夹角时，不能等速传递而有转角差（图 4－6－279），使主、从动轴的角速度周期性地不相等。采用两个十字轴万向节并把与同一轴相联的两个十字轴万向节布置在同一平面内，且使万向节的夹角 $\alpha_1 = \alpha_2$（图 4－6－280），则可使处于同一平面内的输出轴与输入轴等角速旋转。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

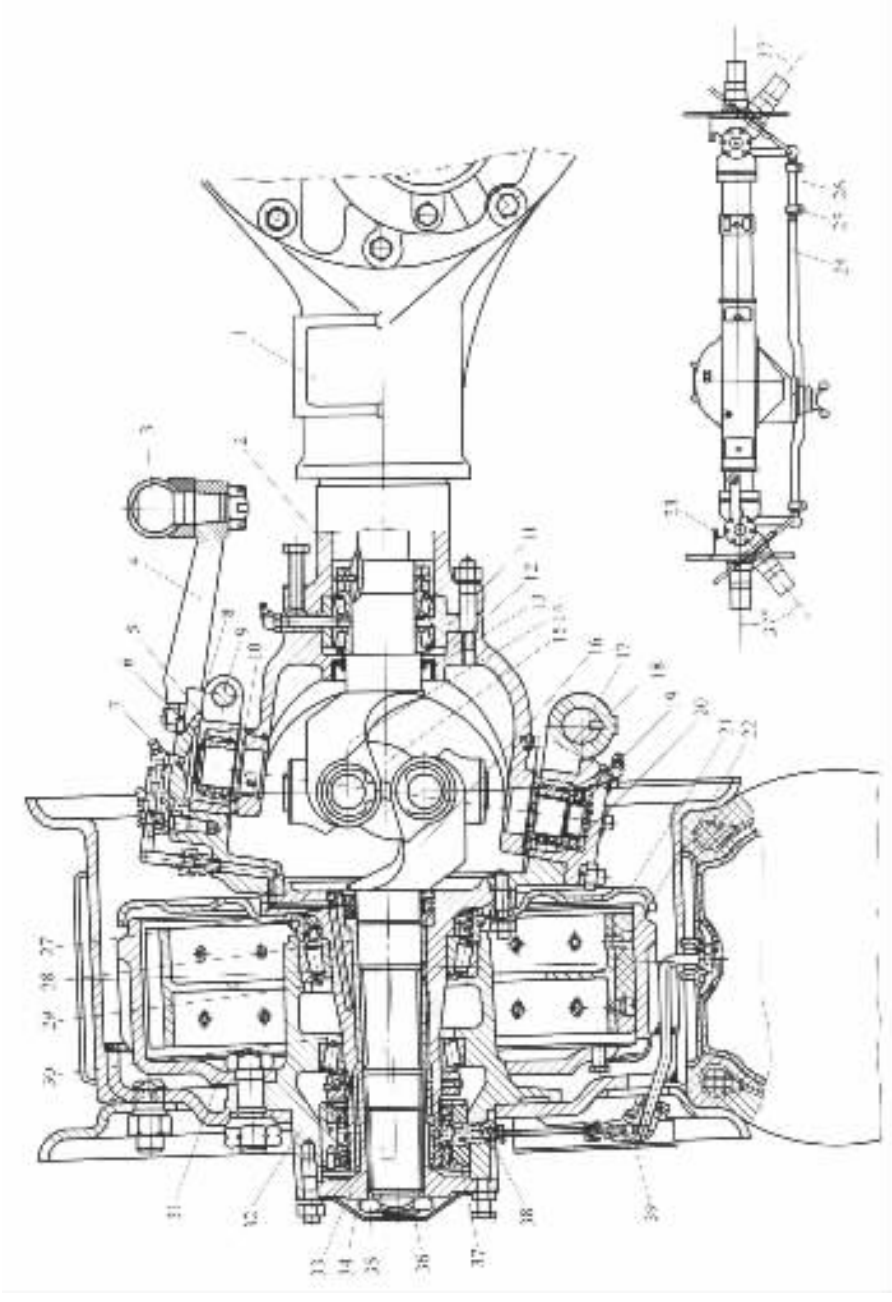


图 4－6－273　**东风** EQ240 **型越野汽车的转向驱动桥总成**

1－**桥壳**；2－**半轴套管**；3－**转向直拉杆**；4－**直拉杆臂**；5－**上轴承座**；6－**卡环**；7－**滚针轴承**；8－**调整垫片**；9－**拉紧螺栓**；10－**止推垫圈**；11－**轴承座**；12－**支承座**；13－**油封**；14－**内半轴**；15－**三销轴**；16－**外半轴**；17－**横拉杆臂**；18－**转向节壳**；19－**推力轴承**；20－**下轴承座**；21－**制动底板**；22－**制动蹄片**；23－**转向限位螺钉**；24－**横拉杆**；25－**卡箍**；26－**调整套**；27－**油封**；28－**衬套**；29－**轮毂轴管**；30－**导气套管**；31－**制动鼓**；32－**轮毂**；33－**半轴凸缘**；34－**锁紧垫片**；35－**锁紧螺母**；36－**凸缘罩**；37－**轮毂导气管**；38－**通气接头**；39－**轮胎导气阀**

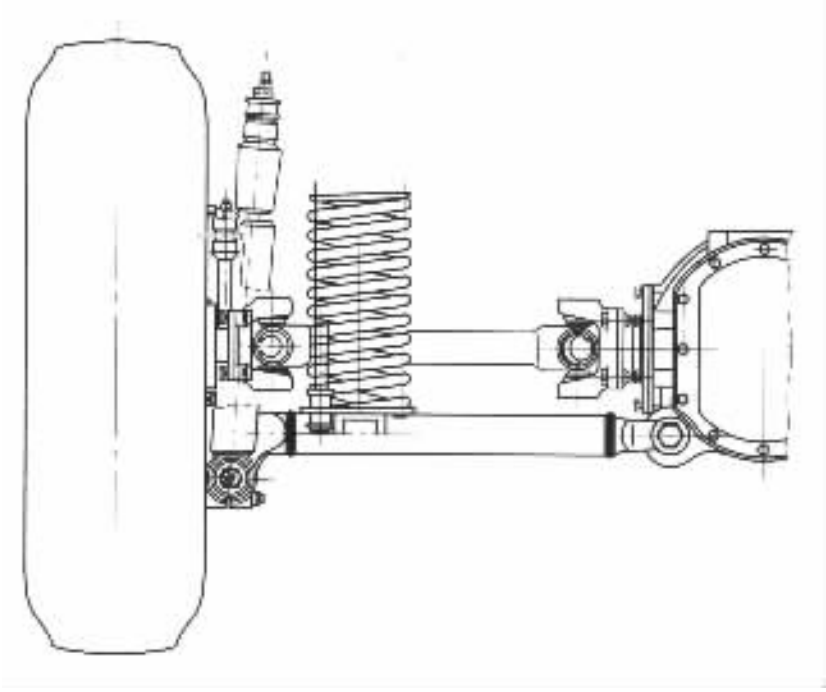


图 4－6－274 在每侧驱动车轮的传动装置中采用一对十字轴万向节的断开式驱动桥

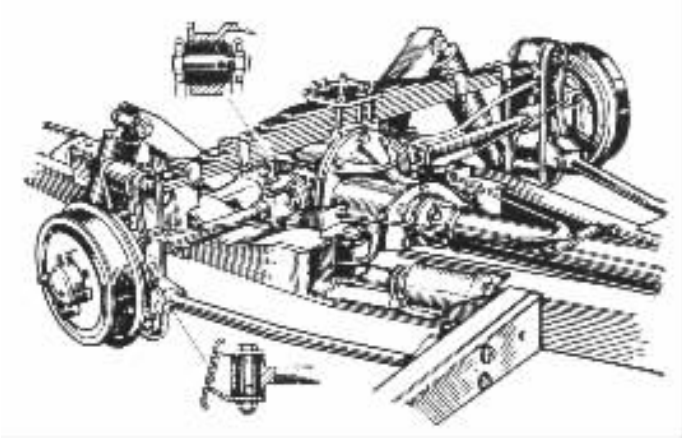


图 4－6－275 在每侧驱动车轮的传动装置中只有一个十字轴万向节的断开式驱动桥

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

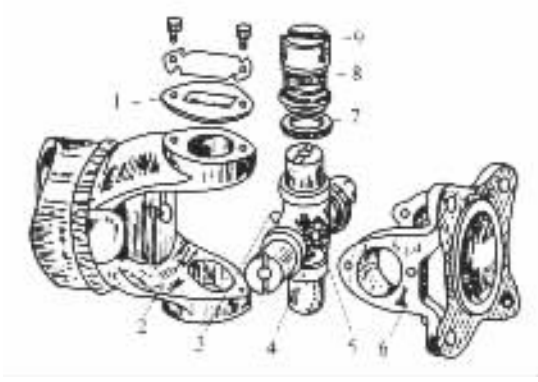


图 4－6－276　普通十字轴万向节

1－轴承盖；2,6－万向节叉；3－油嘴；4－十字轴；
5－安全阀；7－油封；8－滚针；9－轴承碗

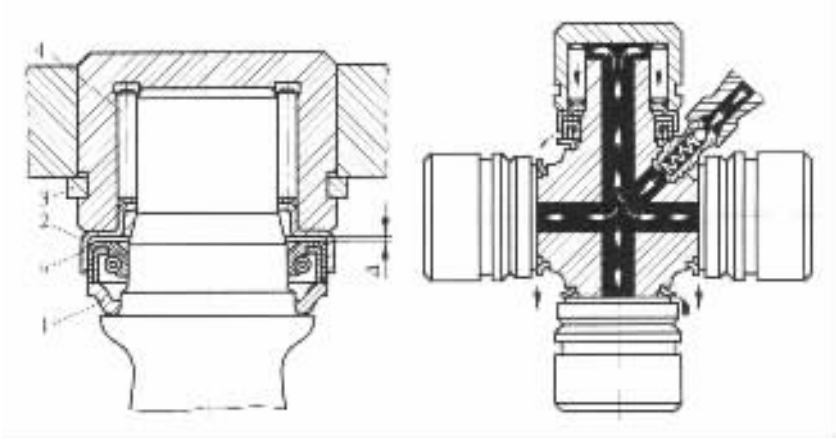


图 4－6－277　十字轴的润滑与密封

1－防尘罩；2－油封座圈；3－止推环；4－滚针；Δ－间隙；a－油封压配锥面

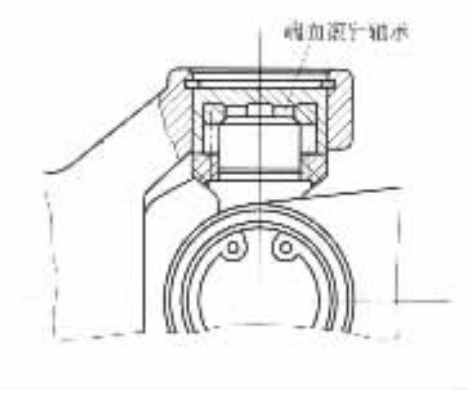


图 4－6－278　具有端面滚针轴承的十字轴万向节

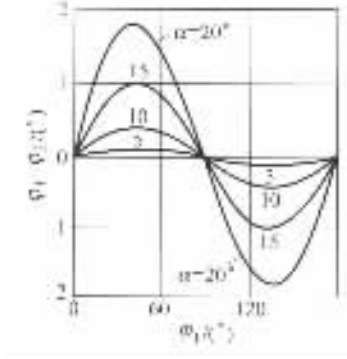


图 4－6－279　十字轴万向节主、从动轴的转角差（$\varphi_1-\varphi_2$）

α－主、从动轴间的夹角

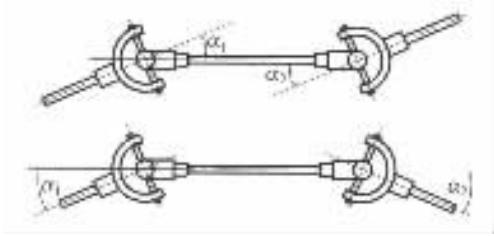


图 4－6－280 双十字轴万向节的等速传动条件（$\alpha_1 = \alpha_2$）

2. 十字轴万向节传动的运动学及等速传动条件

对于由主、从动万向节叉和十字轴组成的单个十字轴万向节传动，当主、从动万向节叉的轴线夹角为 α 时，如图 4－6－281 所示，则在 C_1 点的圆周速度 v_c 为

$$v_c = v_1\omega_1 = v_2\omega_2$$

式中：r_1，r_2——C_1 点至两叉轴中心线的垂直距离，

$$r_1 = AC_1\sin\beta_1；$$

$$r_2 = BC_1\sin\beta_2；$$

AC_1，BC_1，β_1，β_2——见图 4－6－281；

ω_1，ω_2——万向节主、从动叉轴的角速度。

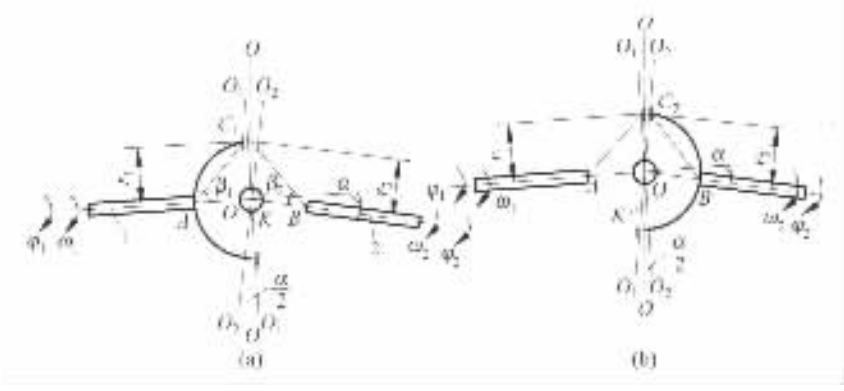


图 4－6－281 单个十字轴万向节工作时的几何关系

（a）起始位置（$\varphi_1 = 0°$）；（b）主动轴转至 90°的位置（$\varphi_1 = 90°$）

由上式可知，ω_1 与 ω_2 的相等条件是 $r_1 = r_2$，即 $AC_1\sin\beta_1 = BC_1\sin\beta_2$。因 $AC_1 = BC_1$，故为了使 $\omega_1 = \omega_2$，必须使 C_1 点位于主、从动叉轴夹角的等分线上，且在旋转的两叉轴改变夹角 α 的情况下仍然如此。对于普通单个十字轴万向节，这是不可能的。由图 4－6－281 可见，当两叉轴夹角为 α，主动叉轴在起始位置（即其转角 $\varphi_1 = 0°$）时，C_1 点向一个方向偏离夹角等分线 $O-O$ 的偏离值为 $\frac{1}{2}\alpha$；当主动叉轴转至 90°位置（即 $\varphi_1 = 90°$）时，相当的 C_2 点则向另一方向偏离 $\frac{1}{2}\alpha$。只有当夹角 $\alpha = 0°$ 时，C_1、C_2 点才会位于夹角等分线（面）上，因此，普通十字轴万向节不是等速万向节。

根据机械原理，单个十字轴万向节主、从动叉轴转角 φ_1、φ_2 间的关系与主、从动叉轴之间的夹角 α 有关，即

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

$$\tan\varphi_1 = \tan\varphi_2\cos\alpha \tag{4-6-158}$$

式中：φ_1——主动叉轴转角，定义为万向节主动叉所在平面与万向节主、从动叉轴所在平面的夹角；

φ_2——与 φ_1 相对应的从动叉轴转角。

式(4-6-158)又可写成

$$\varphi_2 = \arctan\left(\frac{\tan\varphi_1}{\cos\alpha}\right)$$

若夹角 α 不变，将上式两边对时间求导数，整理后可得

$$\frac{\mathrm{d}\varphi_2}{\mathrm{d}t} = \frac{\cos\alpha}{1-\sin^2\alpha\cos^2\varphi_1}\frac{\mathrm{d}\varphi_1}{\mathrm{d}t}$$

式中：$\frac{\mathrm{d}\varphi_1}{\mathrm{d}t} = \omega_1$，$\frac{\mathrm{d}\varphi_2}{\mathrm{d}t} = \omega_2$，分别为主、从动叉轴的角速度，则上式又可改写为

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos\alpha}{1-\sin^2\alpha\cos^2\varphi_1} \tag{4-6-159}$$

在上式中，因 $\cos\varphi_1$ 是周期为 π 的周期函数，故 ω_2/ω_1 亦为周期为 π 的周期函数。若 ω_1 不变，则 ω_2 每转 2π 角将变化两次。且当 $\varphi_1 = 0, \pi, 2\pi, \cdots$ 时，$\omega_2/\omega_1 = 1/\cos\alpha$ 达最大值；当 $\varphi_1 = \frac{\pi}{2}, \frac{3}{2}\pi, \cdots$ 时，$\omega_2/\omega_1 = \cos\alpha$ 达最小值。即

$$\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)_{\max} = \frac{1}{\cos\alpha} \tag{4-6-160}$$

$$\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)_{\min} = \frac{1}{\cos\alpha} \tag{4-6-161}$$

由上两式可知，十字轴万向节主、从动叉轴的角速度间存在下列不等式关系：

$$\omega_1\cos\alpha \leqslant \omega_2 \leqslant \omega_1/\cos\alpha \tag{4-6-162}$$

$(\varphi_1 - \varphi_2)$ 与 α 间的关系见图 4-6-279。从动叉轴旋转的不均匀性可用其不均匀系数 K 来表征：

$$K = (\omega_{2\max} - \omega_{2\min})/\omega_1 = \frac{1}{\cos\alpha} - \cos\alpha = (1-\cos^2\alpha)/\cos\alpha \tag{4-6-163}$$

为了消除单个十字轴万向节传动的不均匀性，可加装一个同样万向节并把与传动轴相连的两个万向节叉布置在同一平面内，且使两万向节的夹角相等(图 4-6-280)，以达到等角速的目的。这是因为在第一个万向节之后的转速按式(4-6-160)为 $\omega = \omega_1/\cos\alpha_1$，在第二个万向节之后的转速按式(4-6-161)为 $\omega_2 = \omega\cos\alpha_2 = \omega_1(\cos\alpha_2/\cos\alpha_1)$，因此当两个万向节的夹角 α_1 与 α_2 相等时，即得 $\omega_2 = \omega_1$，得到等角速传动。双万向节传动的等角速条件也可利用式(4-6-158)来证明。设图 4-6-280 所示的双万向节传动的输入轴的转角为 φ_1，传动轴即半轴的转角为 φ_2，输出轴的转角为 φ_3，则由式(4-6-158)知

$$\begin{cases}\tan\varphi_1 = \tan\varphi_2\cos\alpha_1 \\ \tan\varphi_3 = \tan\varphi_2\cos\alpha_2\end{cases}$$

两式相除得

$$\frac{\tan\varphi_3}{\tan\varphi_1} = \frac{\cos\alpha_2}{\cos\alpha_1}$$

因此，当 $\alpha_2 = \alpha_1$ 时，必有 $\varphi_3 = \varphi_1$，即为等角速传动。

3. 十字轴万向节传动的附加弯矩和惯性力矩

当十字轴万向节的主动叉轴上作用着不变的转矩 T_1 时，则与它成夹角 α 的从动叉轴上的转矩 T_2 将随叉的转角而变化，除非其主、从动叉轴的夹角 $\alpha = 0°$。如不计万向节的摩擦损失，则有 $T_1\omega_1 = T_2\omega_2$，代入式(4－6－159)，可得如下的关系式：

$$T_2 = T_1 \frac{1 - \cos^2\varphi_1 \sin^2\alpha}{\cos\alpha} = T_1 \frac{\sin^2\varphi_1 + \cos^2\varphi_1 \cos^2\alpha}{\cos\alpha} \tag{4-6-164}$$

式中：φ_1——主动叉转角。

当主动叉转角 φ_1 为 90°，270°等值时得：

$$T_{2\max} = \frac{T_1}{\cos\alpha} \tag{4-6-165}$$

当主动叉转角 φ_1 为 0°，180°等值时得：

$$T_{2\min} = T_1 \cos\alpha \tag{4-6-166}$$

具有夹角 α 的十字轴万向节，由于其主、从动叉轴上的转矩 T_1、T_2 作用在不同平面上，因此仅在主动叉轴上的驱动转矩和从动叉轴上的反转矩的作用下是不能平衡的。由万向节的力矩平衡来看，在万向节上必然还作用有另外的力矩。要想使十字轴平衡，必须使主、从动叉对十字轴的力矩作用平面与十字轴轴线所在平面共面。主动叉对十字轴的作用力矩除主动转矩 T_1 外，在一定 φ_1 转角下还有附加弯矩 T'_1；从动叉对十字轴的作用力矩除其反转矩 T_2 外，在一定转角下也产生附加弯矩 T'_2。正是由于这些附加弯矩的存在，补偿了 T_1 或 T_2，使得它们的力矩作用平面与十字轴轴线所在平面共面，才使十字轴万向节得以平衡。图 4－6－282 给出了在一定 φ_1 转角下产生的附加弯矩向量 T'_1、T'_2 与转矩向量 T_1、T_2 间的关系。由该图可见，当 $\varphi_1 = 0°, 180°, 360°, \cdots$ 时，因 T_1 作用于十字轴轴线平面上，故 T'_1 必为零，这时 T_2 的作用平面与十字轴轴线所在平面不共面，故必有弯矩 T'_2 产生，且弯矩向量 T'_2 垂直于 T_2，它们的合向量($T'_2 + T_2$)与 T_1 的方向相反，大小相等，十字轴得以平衡。由力矩的向量三角形得：

$$T'_2 = T_1 \sin\alpha \tag{4-6-167}$$

当 $\varphi_1 = 90°, 270°, 450°, \cdots$ 时，同理可知 T'_2 为零，则主动叉上的附加弯矩为

$$T'_1 = T_1 \tan\alpha \tag{4-6-168}$$

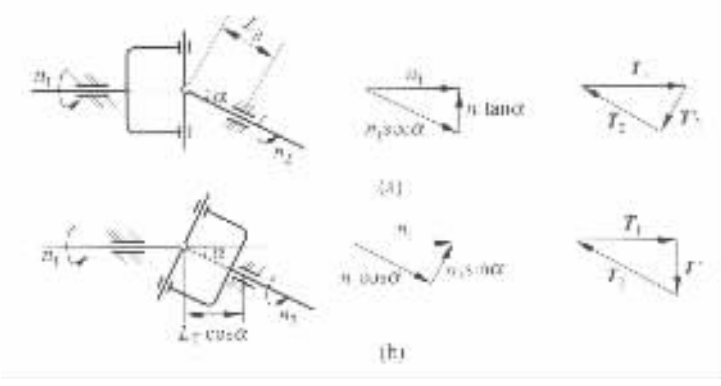


图 4－6－282 十字轴万向节的力矩平衡

由上述可知，附加弯矩 T'_1、T'_2 在零与以上两式所表达的最大值间作周期为 180°的变化。T'_2 使从动叉轴支承承受周期性变化的径向载荷为

你的分享树 www.bzfxw.com 免费下载

$$P_{\text{II}} = \frac{T'_2}{L_{\text{II}}} = \frac{T_1 \sin\alpha}{L_{\text{II}}} \tag{4-6-169}$$

式中：L_{II}——万向节中心至从动叉轴支承间的距离。

这时，万向节也承受与上力大小相等、方向相反的力。与此方向相反的反作用力矩则由主动叉轴的支承所承受。

同样，T'_1 使主动叉轴支承承受周期性变化的径向载荷，万向节也承受与其大小相等、方向相反的力。而在从动轴支承和万向节上造成大小相等、方向相反的侧向载荷

$$P_{\text{II}} = \frac{T_1 \tan\alpha}{L_{\text{II}} \cos\alpha} \tag{4-6-170}$$

附加弯矩在万向节主、从动叉轴支承上引起周期性变化的径向脉冲载荷，可能激起支承振动。此附加弯矩使传动轴或半轴产生附加应力和变形，从而降低其疲劳强度和破坏转速。

另外，由于普通十字轴万向节不是等速万向节，如果主动叉轴转速不变，则从动叉轴周期地加速、减速旋转，产生的惯性力矩为

$$T_1 = I_2 \varepsilon_2 \tag{4-6-171}$$

式中：I_2——从动叉轴旋转质量的转动惯量；

ε_2——从动叉轴的角加速度，可通过对式(4-6-159)求导得出：

$$\varepsilon_2 = \frac{\omega_1^2 \cos\alpha \sin^2\alpha \sin 2\varphi_1}{(1 - \sin^2\alpha \cos_1^2)^2} \tag{4-6-172}$$

当转速很高时，由于从动叉轴运转的不均匀性加剧，所产生的惯性载荷有可能大大超过其工作载荷，且交变地作用着。应采取有效措施降低万向节传动的动载荷。

前已述及，如采用图 4-6-280 所示的双万向节传动的安装方法并使 $\alpha_1 = \alpha_2$ 时，则可使整个传动装置输出端的角速度与输人端的相同而不发生变化。同样，输出端的转矩也与输入端的相同而不会发生变动。图 4-6-283 给出了在这种双万向节安装方法的传动中附加弯矩对中间轴即半轴的作用。这时，整个传动装置的输入端及输出端的万向节所受的附加弯矩分别由相应轴的支承反力所平衡。当输入轴 I 与输出轴Ⅲ相平行时(图 4-6-283(a))，轴Ⅱ两端的万向节所受的附加弯矩彼此平衡，此时轴Ⅱ发生如图 4-6-283(a)中虚线所示的弹性弯曲。当轴Ⅰ与轴Ⅲ如图 4-6-283(b)所示相交时，轴Ⅱ两端万向节上所受的附加弯矩大小及方向均相同，不能彼此平衡，因此对两端的十字轴产生大小相等而方向相反的径向力 F。此径

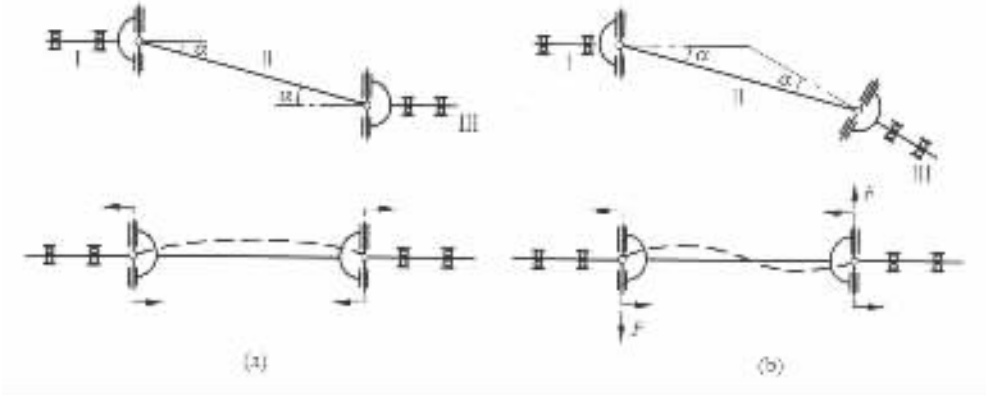


图 4-6-283　双万向节传动及附加弯矩对中间轴(Ⅱ)的作用

(a)当输入轴(Ⅰ)与输出轴(Ⅲ)平行时；(b)当输入轴(Ⅰ)与输出轴(Ⅲ)相交时

向力作用在滚针轴承碗的底部，并在Ⅰ、Ⅲ轴的支承上引起反力。同时，轴Ⅱ发生如图4－6－283中虚线所示的弹性弯曲。

4. 十字轴万向节的设计计算

由于十字轴万向节主、从动叉轴转矩 T_1、T_2 的作用，在主、从动万向节叉上产生相应的切向力 F_{t1}、F_{t2}和轴向力 F_{a1}、F_{a2}（见图4－6－284）：

$$\left.\begin{aligned} F_{t1} &= T_1/2R \\ F_{t2} &= (T_1/2R)(\sin^2\varphi_1 + \cos^2\varphi_1\cos^2\alpha)/\cos\alpha \\ F_{a1} &= (T_1/2R)\sin\varphi_1\tan\alpha \\ F_{a2} &= (T_1/2R)\cos\varphi_1\sin\alpha\sqrt{1+\sin^2\varphi_1\tan^2\alpha} \end{aligned}\right\} \tag{4-6-173}$$

式中：R——切向力作用线与万向节叉轴间的距离；

φ_1——万向节主动叉轴之转角；

α——万向节主、从动叉轴之夹角。

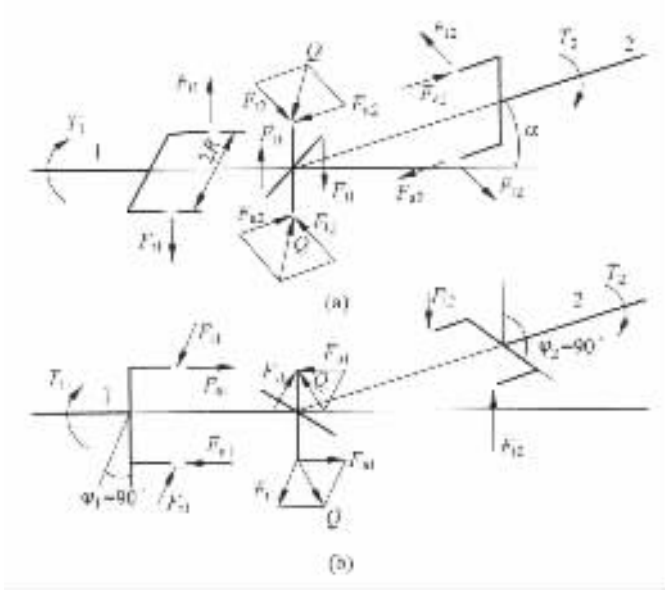


图4－6－284 作用在万向节叉及十字轴上的力

(a)初始位置 $\varphi_1=\varphi_2=0°$；(b)主动叉轴转角 $\varphi_1=90°$时

在十字轴轴线所在平面内并作用于十字轴的切向力与轴向力的合力为

$$Q=\frac{T_1}{2R}\sqrt{1+\sin^2\varphi_1\cdot\tan^2\alpha} \tag{4-6-174}$$

图4－6－284(a)为主动叉轴位于初始位置的受力状况，此时 $\varphi_1=\varphi_2=0°$，F_{a2}达最大值：

$$F_{a2\,max}=(T_1/2R)\sin\alpha \tag{4-6-175}$$

图4－6－284(b)为主动叉轴转角 $\varphi_1=90°$时的受力状况，此时 Q、F_{t2}及 F_{a1}均达最大值：

$$\left.\begin{aligned} Q_{max} &= T_1/(2R\cos\alpha) \\ F_{t2\,max} &= T_1/(2R\cos\alpha) \\ F_{a1\,max} &= (T_1/2R)\tan\alpha \end{aligned}\right\} \tag{4-6-176}$$

计算转矩 T_1 取发动机最大转矩配以传动系最低挡传动比时和驱动车轮最大附着力矩（φ

机械设计手册 第五版 免费下载

$=0.8$)时作用在半轴上的这两种转矩的较小者。

对十字轴万向节需计算其十字轴、万向节叉、凸缘、十字轴轴承和紧固件等。

十字轴万向节的尺寸取决于十字轴的尺寸，而后者则是根据它在计算载荷作用下无残余变形的要求来确定的。设计时对万向节可根据其使用转矩、转速、夹角、车型以及使用寿命等要求向专业厂从系列产品中选购。

十字轴轴颈根部(见图 4－6－285(a)的截面 $A—A$ 处)的弯曲应力 σ_w 和剪切应力 τ 可按下式计算：

$$\sigma_w=\frac{32d_1Q_{max}s}{\pi(d_1^4-d_2^4)} \tag{4-6-177}$$

$$\tau=\frac{4Q_{max}}{\pi(d_1^2-d_2^2)} \tag{4-6-178}$$

式中：d_1——十字轴轴颈直径，mm；

d_2——十字轴轴颈油道孔直径，mm；

s——力作用点到轴颈根部的距离，mm。

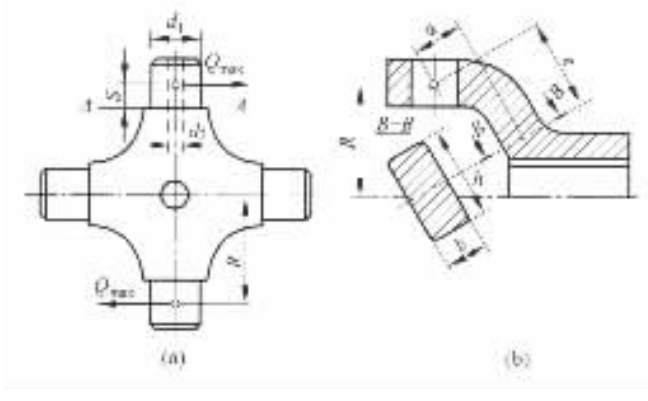


图 4－6－285　十字轴及万向节叉的计算用图

(a)十字轴；(b)万向节叉

十字轴的弯曲应力应不大于 250～350MPa；剪切应力应不大于 80～120MPa。十字轴由 20Cr 或 20CrMnTi、12CrNi3A 等低碳合金钢制造，经渗碳淬火，表面硬度 58～65HRC。

十字轴滚针轴承的接触应力可按下式计算：

$$\sigma_j=272\sqrt{\left(\frac{1}{d_1}+\frac{1}{d}\right)\frac{Q_{max}}{l}} \tag{4-6-179}$$

式中：d——滚针直径，mm；

d_1——十字轴轴颈直径，mm；

l——滚针的工作长度，mm。

滚针轴承的许用载荷检验按下式进行：

$$Q_{max}\leqslant[Q]=79\frac{Zdl}{\sqrt[3]{\frac{n_T}{i_{TL}}\tan\alpha}} \tag{4-6-180}$$

式中：$[Q]$——滚针轴承的许用载荷，N；

Z——滚针数；

d，l——滚针的直径和工作长度，mm；

n_T——发动机在最大转矩下的转速；

i_{TL}——自发动机至万向节间的变速机构的低挡传动比；

α——万向节工作夹角。

万向节叉在 Q_{max} 力作用下承受弯曲和扭转载荷，在截面 $B-B$ 处（见图 4-6-285(b)）的弯曲应力 σ_w 和扭转应力 τ_t 分别为

$$\sigma_w = \frac{Q_{max} e}{W} \tag{4-6-181}$$

$$\tau_t = \frac{Q_{max} e}{W_t} \tag{4-6-182}$$

式中：W，W_t——抗弯截面系数和抗扭截面系数，对于矩形截面：$W = bh^2/6$，$W_t = khb^2$；对于椭圆形截面：$W = bh^2/10$，$W_t = \frac{\pi}{16}hb^2 \approx \frac{1}{5}hb^2$；

h，b——矩形截面的高及宽或椭圆形截面的长、短轴；

k——与 h/b 有关的系数：

h/b	1.0	1.5	1.75	2.0	2.5	3.0	4.0	10
k	0.208	0.231	0.239	0.246	0.258	0.267	0.282	0.312

e，a——见图 4-6-285(b)。

万向节叉由中碳钢 35，40，45 或中碳合金钢 40CrNiMoA 制造，其弯曲应力 σ_w 不应大于 50～80MPa；扭转应力 τ_t 不应大于 80～160MPa。合应力为

$$\sigma_{\sum} = \sqrt{\sigma_w^2 + 4\tau_t^2} \tag{4-6-183}$$

（二）等速万向节

主、从动轴的角速度在两轴之间的夹角变动时仍然相等的万向节，称为等角速万向节或等速万向节。

等速万向节的‘等角速’工作原理，可用一对大小相同的圆锥齿轮传动为例来说明。如图 4-6-286 所示，两齿轮的轴线交角为 α，这两个齿轮轮齿的接触点 P 位于轴间夹角平分线上，由 P 点到两轴线的垂直距离相等并等于 r。在 P 点处两齿轮的圆周速度是相等的，因而两齿轮的角速度相等。多数等速万向节工作时的特点也都在于：它们所有的传力点总是位于两轴夹角的等分平面上，这样，被万向节所联接的两轴的角速度就永远相等。

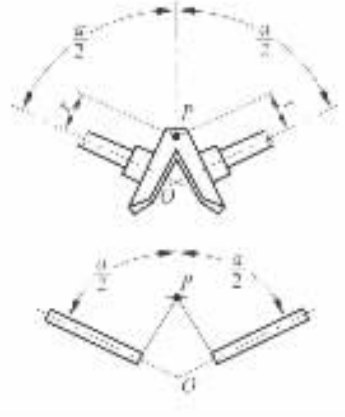


图 4-6-286 等速万向节的工作原理

在转向驱动桥、断开式驱动桥和 de Dion 式驱动桥的车轮传动装置中，广泛地采用着各种型式的等速万向节和近似等速万向节。其常见的结构型式有球笼式、球叉式、双联式、凸块式和三销式等。

1. 球笼式等速万向节

1）球笼式等速万向节的结构型式

球笼式等速万向节是目前应用得最为广泛的一种等速万

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

向节，它又分为带分度机构的和不带分度机构的两种。早期的 Rzeppa 型球笼万向节（图 4－6－287）带分度机构。在球形壳的内表面与星形套的球表面上各有沿圆周均匀分布的 6 条同心的圆弧滚道（凹槽），在它们之间装着 6 个传力钢球。后者由球笼（隔离罩）保持在同一平面内。当万向节两轴之间的夹角变化时，分度杆以其中部的球头推动导向盘，并通过后者迫使球笼带着钢球变动位置。分度杆上的 3 个球面支承中心间的距离比例，应选得能保证钢球永远位于轴间夹角的平分面上。这种等速万向节无论转动的方向如何，6 个钢球全都传递转矩，它可在两轴间夹角达 35°～37°的情况下工作。试验表明，当轴间夹角较小时，分度杆是必要的；当轴间夹角较大（＞11°）时，仅靠球形壳和星形套上的子午滚道的交叉也可使钢球定在正确位置。

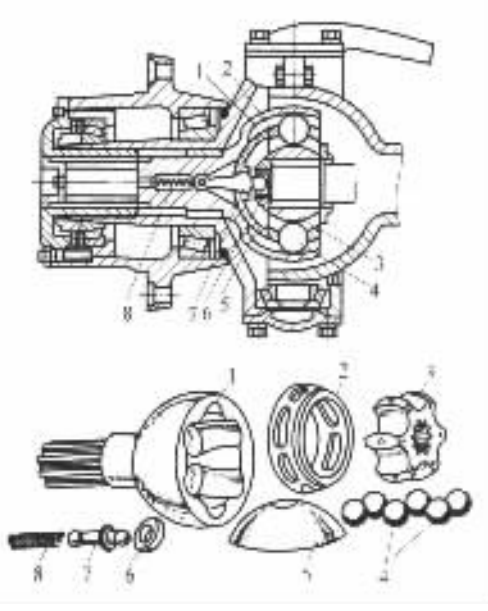


图 4－6－287　Rzeppa 型球笼式万向节

1－球形壳；2－球笼；3－星形套；4－钢球；5－导向盘；6－座；7－分度杆；8－弹簧

（1）Birfield 型球笼式等速万向节

如图 4－6－288 所示，可认为是对上述结构的改进，它取消了分度杆，球形壳和星形套的滚道也不同心，令其圆心对称地偏离万向节中心。这样，即使轴间夹角为 0°，靠内外子午滚道的交叉也能使钢球定在正确位置。当轴间夹角为 0°时，内外滚道决定的钢球中心轨迹线的夹角稍大于 11°，这是能可靠地确定钢球正确位置的最小角度。滚道的横断面为椭圆形，接触点和球心间的两根连线的夹角 2×45°，椭圆在接触点处的曲率半径应比钢球半径大 1.5%～2%。承载时钢球与滚道的接触点实际上为椭圆形接触区。由于内滚道接触点的纵向曲率半径小于外滚道的纵向曲率半径，因而内滚道的接触区小于外滚道的接触区，致使钢球与前者的接触应力大于与后者的，故内滚道的疲劳寿命较外滚道的为短，磨损亦大。因此，球笼万向节传递转矩的能力应按内滚道的接触应力确定。

Birfield 型球笼式等速万向节的工作角可达 42°，承载能力及耐冲击能力强（因有 6 个钢球同时承载），传动效率高，尺寸紧凑，安装方便，因此得到了日益广泛的应用。

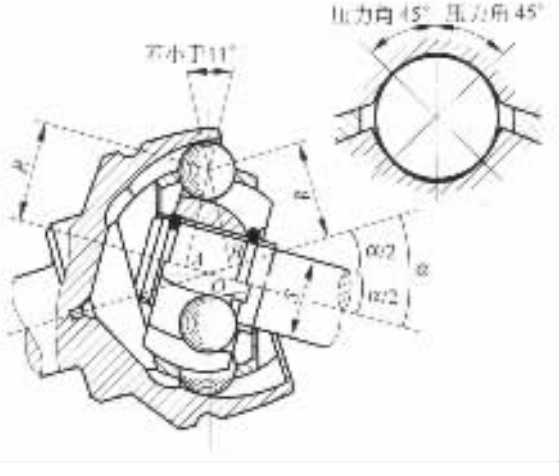


图 4－6－288　Birfield 型球笼式等速万向节及其滚道横断面

A－星形套滚道中心；B－球形壳滚道中心；O－万向节中心；α－轴间夹角

（2）伸缩型球笼万向节

如图 4－6－289 所示，其结构与 Birfield 型球笼式相近，只是其内、外滚道为圆筒形直槽，便于拉削加工。在传递转矩过程中星形套与筒形外壳可沿轴向相对移动，即具有伸缩功能，故用于驱动车轮的万向传动装置可

省去伸缩花键。摆动时钢球为滚动，而轴向伸缩时带有滑动，但滑动阻力小，适用于带有摆动半轴的驱动桥。这种万向节的球笼（保持架）的内球面中心 B 与外球面中心 A 等距地位于万向节中心 O 的两边。钢球中心至 A、B 点的距离相等，以保证万向节的主、从动轴作等角速旋转。

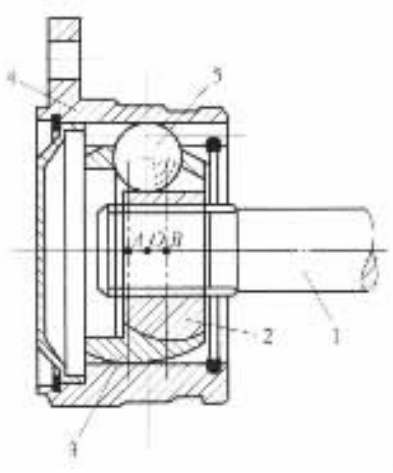


图 4－6－289 伸缩型球笼万向节

1－主动轴；2－星形套；3－球笼；4－简形外壳；5－钢球

2）Rzeppa 型球笼式万向节的等角速传动条件

对于带有分度机构的 Rzeppa 型球笼式万向节，必须合理地选择分度杆的结构尺寸，才能实现传力钢球位于两轴夹角的平分面上，以满足等角速传动的运动学要求。图 4－6－290 给出了其分度杆的尺寸关系。由该图可见，当两轴的夹角 α 改变时，距离 m 亦随之改变，并与球笼的转角 β 有关。为了得到等角速传动，必须使球笼的转角等于两轴夹角之半，即应使 $\beta=0.5\alpha$。分度杆的结构尺寸（见图 4－6－290）有如下关系：

$$AC=m\sin\alpha \qquad \frac{DE}{AC}=b/(a+b)$$

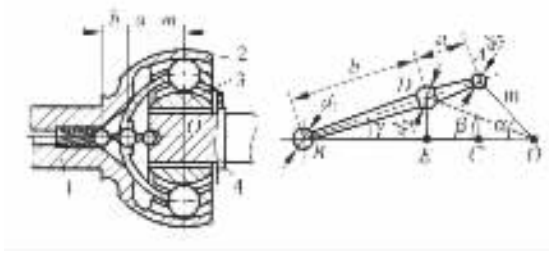


图 4－6－290 Rzeppa 型球笼式万向节分度杆的结构尺寸

$$DE=m\sin\alpha\,[b/(a+b)]$$

$$EO=BO-BE=m\cos\alpha+a\cos\gamma$$

$$\tan\beta=\frac{DE}{EO}=\frac{m[b/(a+b)]\sin\alpha}{m\cos\alpha+a\cos\gamma}$$

而

$$(a+b)\sin\gamma=m\sin\alpha$$

则有

$$\tan\beta=\frac{m[b/(a+b)]\sin\alpha}{m\cos\alpha+a\sqrt{1-\left(\frac{m\sin\alpha}{a+b}\right)^2}} \tag{4-6-184}$$

根据上式可选择 m，a 及 b 的值，以使在足够大的转角范围内保持 $\beta\approx0.5\alpha$ 这一等角速条

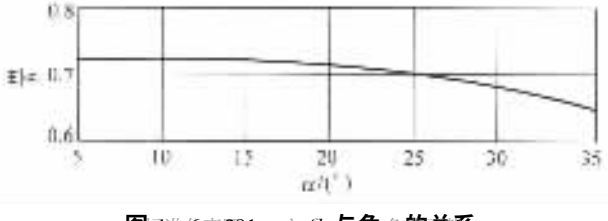


图 4－6－291 m/b 与角 α 的关系

本作品来自www.cnki.net 免费共享

件。根据有关资料推荐，当最大角 $\alpha = 35°$ 时，为了保证 $\beta = 0.5\alpha$，必须使 $\frac{m}{b} = 0.65$；$\frac{a}{b} = 0.35$。$\frac{m}{b}$ 与角 α 的关系如图 4－6－291 所示，钢球直径 d 与尺寸 a、b 及分度杆各球面尺寸系列见表 4－6－57。

表 4－6－57　钢球直径及分度杆尺寸系列

型号	尺寸（见图 4－6－290）						推荐使用转矩/N·m
	钢球直径 d	a	b	d_1	d_2	d_3	
A	$19.05\left(\frac{3''}{4}\right)$	10.5	27.2	10	14	11	1500
B	$20.64\left(\frac{13''}{16}\right)$	11	29.5	11	15	12	1750
C	$22.22\left(\frac{7''}{8}\right)$	11.5	30.5	11.5	16	13	2300
D	$24.6\left(\frac{31''}{32}\right)$	13	35	13	17	14	3000
E	$26.69\left(\frac{1''}{16}\right)$	14.5	39	14	19	15	4150
G	$31.75\left(1\frac{1''}{4}\right)$	16.5	44.5	17	23	17	6900
L	$41.27\left(1\frac{5''}{8}\right)$	22	59	21	30	23	15000

3）球笼万向节的设计计算

在计算带有分度机构的 Rzeppa 型球笼万向节时，钢球数应为偶数，通常用 6 个钢球沿圆周均匀分布。当沿箭头 A 方向旋转时（图 4－6－292），则作用于钢球上的圆周力 P 为

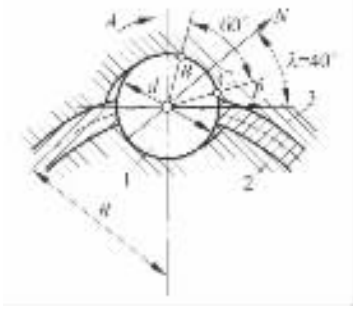


图 4－6－292　Rzeppa 型球笼万向节受力分析图

$$P = T_\varphi/(nR) \tag{4-6-185}$$

式中：n——钢球数，通常取 $n = 6$；

R——钢球的分布半径，mm；

T_φ——装在转向驱动桥和摆动半轴驱动桥的等速万向节所传递的最大转矩，N·mm，取为

$$T_\varphi = G_w r_r \varphi \tag{4-6-186}$$

式中：G_w——驱动车轮对水平地面的垂直载荷，N；

r_r——驱动车轮的滚动半径，mm；

φ——驱动车轮与地面的附着系数，计算时取 $\varphi = 1.0$。

假定内、外圆弧滚道（凹槽）与钢球之间的正压力即法向力 N 通过钢球中心，则 N 与 P 的关系为

$$N = \frac{P}{\cos\lambda} = \frac{T_\varphi}{nR\cos\lambda} \tag{4-6-187}$$

式中：λ——压力角，对于 Rzeppa 型：$\lambda = 40°$（图 4-6-292）。

有了作用力 N，就可以按照有关计算接触应力的公式来核算其接触应力。

钢球的分布半径 R 与钢球直径 d 之比值推荐取为

$$\frac{R}{d} \approx 1.71$$

将 $\lambda = 40°$，$n = 6$，$R = 1.71d$ 代入式（4-6-187），得

$$N = \frac{T_\varphi}{7.86d}$$

为了避免钢球及滚道的过早磨损，推荐取 $N = 2660d^2$，将它代入上式，得

$$d = \sqrt[3]{\frac{T_\varphi}{21000}} \quad \text{mm} \tag{4-6-188}$$

在钢球直径 d 按上式确定后，即可根据 d 按表 4-6-57、图 4-6-291、式（4-6-187）等确定 Rzeppa 型球笼万向节的其他有关尺寸。

对于 Birfield 型球笼万向节的尺寸，在国外已系列化。对于道路车辆而言，与星形套联接的轴的直径 s（见图 4-6-288）作为万向节的名义尺寸，可按下式计算：

$$s = \sqrt[3]{\frac{T_\varphi S_F}{87.2}} \quad \text{mm} \tag{4-6-189}$$

式中：T_φ——见式（4-6-186），N·mm；

S_F——使用因素：对无振动的理想传动取 1；有轻微振动的取 1.2～1.5；有中等振动的取 1.7～2.0；有重振动的取 2.2～2.5；有十分严重振动的取 2.7～3.6。

求出 s 后即可按表 4-6-58 求得 Birfield 型球笼万向节的其他尺寸。该表的尺寸标记见图 4-6-293。

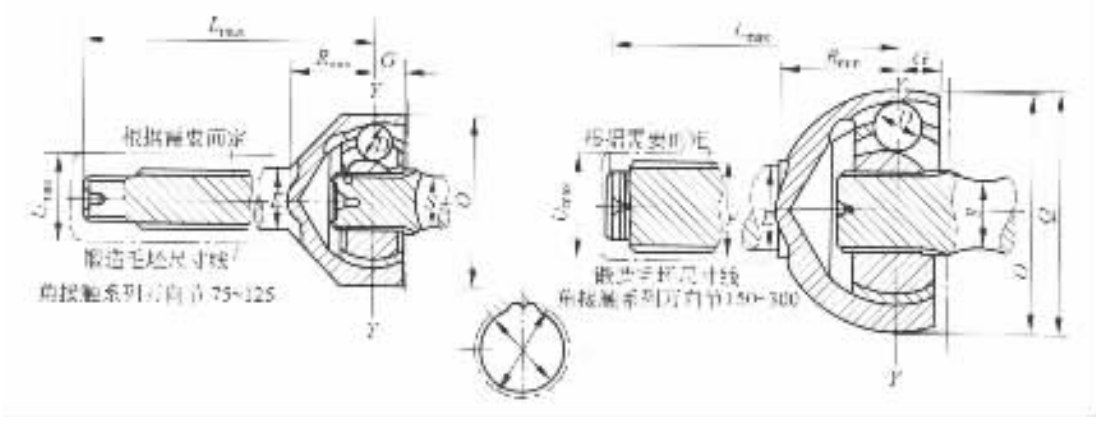


图 4-6-293 Birfield 型球笼万向节的尺寸系列

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

表 4－6－58　Birfield 等角速球笼万向节的尺寸系列数据

名义尺寸			75	87	95	100	113	125	150	175	200	225	250	300
与星形套联接的轴颈直径 S		in	0.750	0.875	0.937	1.000	1.125	1.250	1.500	1.750	2.000	2.250	2.500	3.000
		mm	19.1	22.2	23.8	25.4	28.6	31.8	38.1	44.5	50.8	57.2	63.5	76.2
钢球直径		in	9/16	21/32	0.7087	3/4	27/32	15/16	$1\frac{1}{8}$	$1\frac{5}{16}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{11}{16}$	$1\frac{7}{8}$	$2\frac{1}{4}$
		mm	14.288	16.669	18.000	19.050	21.431	23.812	28.575	33.338	38.100	42.862	47.625	57.150
星形套	最大直径	mm	22.42/22.35	26.67/26.59	26.67/26.59	30.48/30.35	33.15/33.02	37.16/37.08	46.10/45.97	53.34/53.24	60.45/60.33	66.70/66.57	74.37/74.24	–
	最小直径	mm	22.22/20.09	24.67/24.56	24.69/24.56	25.53/25.40	30.61/30.48	33.35/33.22	41.28/41.15	48.08/47.96	54.10/53.98	59.66/59.54	66.55/66.42	–
	槽距	mm	22.75/45.5	22.75/45.5	22.75/45.5	20/40	20/40	13/26	10.5/21	9/18	8/16	7.25/14.5	6.5/13	–
	花键齿数		19	23	23	23	25	18	18	18	18	18	18	–
球形壳外径 O		mm	70	81	88	92	103	115	137	160	182	204	227	272
球形壳外径 Q		mm	–	–	–	–	–	–	140.0	162.9	185.8	208.7	231.7	274.6
支承面到万向节传动平分面 $Y-Y$ 的距离 R		mm	33.6	38.9	42.2	44.3	49.7	55.1	65.9	76.7	87.4	98.2	109.0	133.4
开端面到万向节传动平分面 $Y-Y$ 的距离 G		mm	12.2	14.2	15.3	16.3	18.2	20.3	24.4	28.4	32.5	36.5	40.6	48.7
花键轴直径 E		mm	24	28	30	32	36	40	48	56	64	72	80	96
支承面直径 F		mm	–	–	–	–	–	–	56	64	75	84	98	114
花键轴到万向节传动平分面 $Y-Y$ 的距离 L		mm	141	178	162	211	262	337	343	435	402	446	444	–
花键轴毛坯直径 U		mm	38	43	44	40	46	48	59	62	64	78	83	–

在传递转矩时，钢球与滚道间产生较大的接触应力，因此对材料的要求较高。球形壳和星形套采用 15NiMo 低碳合金钢制造，并经渗碳、淬火、回火处理；钢球则选用轴承用钢球，材料为 GCr15。

2. 球叉式等速万向节

球叉式等速万向节按其钢球的滚道形状可分为圆弧槽滚道型和直槽滚道型两种。前一种又称为普通型球叉式，后一种又称为可伸缩型球叉式。

(1)圆弧槽滚道型球叉式等速万向节

如图 4－6－294(a)所示，由两个万向节叉、四个传力钢球和一个定心钢球组成，在旧式的结构中还带有定位销、锁止销(见图 4－6－294(b))。当用作驱动车轮传动装置的万向节时，主动叉与半轴制成一体、从动叉与车轮轴制成一体。在主、从动叉上各有四个侧向圆弧槽滚道，装合时两叉的滚道分别相对形成两两相交的四个环形槽作为钢球跑道，中间各装一个传力钢

球。另有一个定心钢球装在两叉中心的球形凹臼内，用以确定两叉之间相互摆动的中心。当万向节向某个方向旋转时，仅由两个钢球将主动叉的作用力传给从动叉；当以另一方向旋转时，作用力则经另一对钢球传递。两叉上的圆弧槽中心线是以 O_1、O_2（见图 4－6－294(a)）为圆心而半径相等的两个圆，且 O_1、O_2 到万向节中心 O 的距离相等。当万向节两轴绕定心钢球中心 O 转动任何角度时，传力钢球中心始终位于滚道中心线即两圆弧的交点上，从而保证主、从动轴以等角速旋转。球叉式万向节的结构简单，可在夹角不大于 32°～33°的条件下工作，常用于越野汽车的转向驱动桥。由于四个传力钢球只有相对着的两个传力，而其余两个只有在反向驱动时才传力，故单位压力较大，易磨损。另外，这种万向节只有在传力钢球与滚道之间有一定预紧力时，才能保证两个万向节叉的精确定位，进而保证等角速传动的特性。预紧力用选择传力钢球的适当尺寸公差来保证。随着磨损的增大预紧力将逐渐减小以至消失，这时两叉之间便会发生轴向窜动，从而破坏了传动的等速性。因此这种结构目前已少采用。

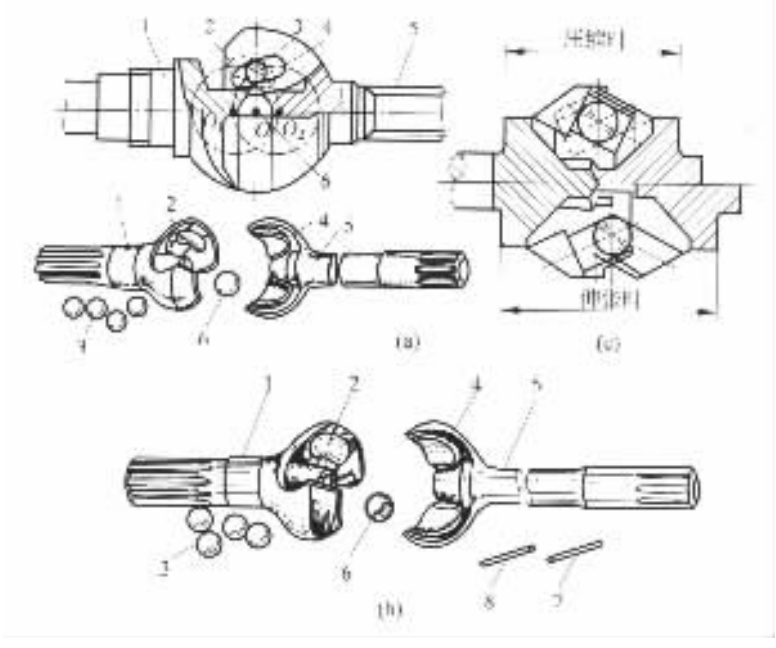


图 4－6－294 球叉式等速万向节

(a)，(b)圆弧槽滚道型；(c)直槽滚道型

1，5－万向节叉；2，4－圆弧槽；3－传力钢球；6－定心钢球；7－定位销；8－锁止销

(2)直槽滚道型球叉式等速万向节

如图 4－6－294(c)所示，两叉上的直槽与叉轴的中心线倾斜相同的角度且彼此对称。两叉之间的滚道中装着四个传力钢球。由于两叉上的滚道处于对称位置，这就保证了四个钢球的中心处于两轴夹角的等分面上。其轴间夹角不应超过 20°。由于两叉间允许一定量的轴向滑动，可用于断开式和 de Dion 式驱动桥的摆动半轴的万向传动中而省去滑动花键。

通常，球叉式万向节的万向节叉由 15NiMo、15CrNi6 或 17CrNiMo6 低碳合金钢制造（对于较小尺寸建议用 20MnCr5 钢），经渗碳淬火，淬硬深 2～2.2mm，随后对滚道进行磨削，要求各滚道相对中心球的位置和形状具有高度精确性。钢球由轴承钢制造，硬度为 63HRC±3HRC。尺寸按 3μm 为一级分组。每一组尺寸公差为 13.5μm。四个球应取自同一级别的组中，中心球是相

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

同等级的。

3. 球面滚轮式万向节

球面滚轮式万向节是得到较广泛应用的一种近似等速万向节。如图 4－6－295 所示，装在一个轴端的三个销轴上的球面滚轮可沿与另一轴相联的筒状体的三个轴向槽移动，起着伸缩花键的作用，而三个球面滚轮与筒状体的槽壁之间则可传递转矩。其结构应保证沿圆周等分的三个球面滚轮的轴线始终位于或近似地位于万向节两轴夹角的等分面上，以获得等角速或近似等角速的万向节传运效果。两轴间的工作夹角一般可达 43°，有的结构甚至达到 47°，伸缩量可达 40～60mm，但也有一种采取限制伸缩的固定式结构。

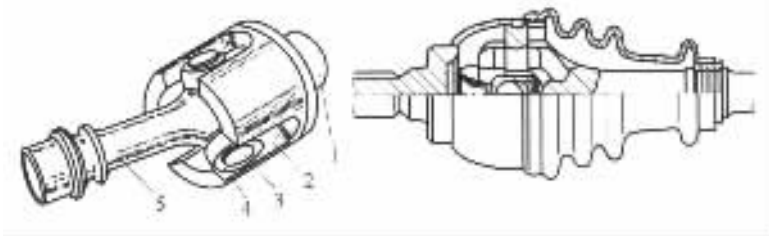


图 4－6－295　球面滚轮式万向节

1，5－万向节轴；2－筒状体的轴向槽；3－销轴；4－球面滚轮

法国轿车采用的这种伸缩型球面滚轮式万向节如图 4－6－296 所示，其球面滚轮装有滚针轴承，但被制造成轴间夹角为 25°，伸缩量达 40～60mm，并有多种设计尺寸（见表 4－6－59）。图 4－6－297 则为固定型球面滚轮式万向节的结构，其球面滚轮不带滚针轴承，两轴间的工作夹角可达 45°，其伸缩量被旋钮 7 和止动夹 8（见图 4－6－297）所止动，它也有多种设计尺寸（表 4－6－60）。这两种万向节的结构原理是一样的，只是在结构细节上有所区别。

球面滚轮式万向节的加工工艺，要比球笼式和球叉式万向节的加工工艺容易。采用低碳合金钢经冷成形加工及相关机加工、热处理（渗碳淬火）后，滚轮的轴颈需磨削，滚轮的外球面亦需磨削，滚针轴承经导槽灌注润滑脂，筒状体的三个轴向槽内亦加注润滑脂，并用橡胶防尘罩将万向节密封。

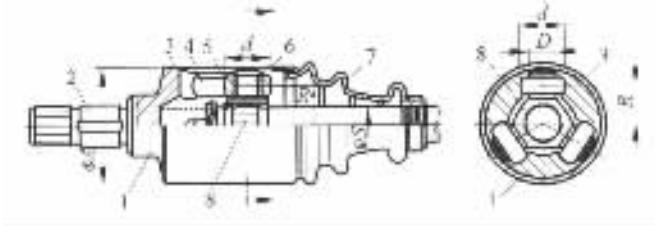


图 4－6－296　伸缩型球面滚轮式万向节的结构尺寸

1－带有筒状体及轴向槽的万向节轴；2－轴；3－薄壁金属筒；4－作为滚道的轴向槽；

5－带有滚针轴承的球面滚轮；6－球面滚轮的安装轴；7－防尘罩；8－轴毂

表 4－6－59 伸缩型球面滚轮式万向节(图 4－6－296)的设计尺寸系列

外直径 A/mm	58	63	69	72	82	87	116～126
轴直径 S/mm	19.1	20.2	22.3	25.5	27.4	30.4	35.5
滚轮的平均工作半径 R/mm	18.64	20.84	23.2	23.3	28.15	30.5	
滚轮直径 d/mm	29.2	31.95	29.95	37.1	33.95	33.95	
滚轮安装轴直径 D/mm	12.5	14.9	16		18.6		26～29
滚针直径 d_1/mm	1.5		2		2		
滚针的有效长度 l_w/mm	7.8	10.3	11.8		13.8		
滚针数 Z	29	34	28		32		
采用本万向节的汽车的发动机最大排量/cm^3	1100	1500	1800	2800	取决于使用情况		
轴交角 $\alpha=0°$的静态失效转矩 T_b/N·m	1900	2600	3000	4500	5500	7700	
对于 $\alpha=0°\sim10°$的最大驱动转矩 $0.6T_b=T_N$/N·m	1040	1240	1660	2530	3150	4300	6900

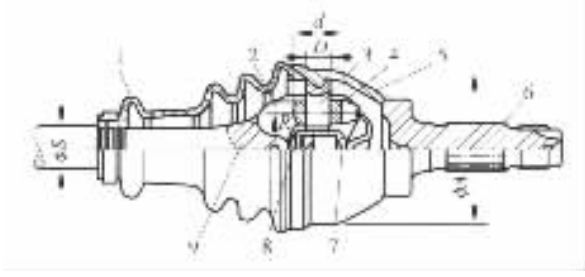


图 4－6－297 固定型球面滚轮式万向节的结构尺寸

1－保护罩；2－作为滚道的轴向槽；3－球面滚轮轴；4－带有滑动轴承的球面滚轮；5－外钟形罩；6－万向节轴；7－旋钮；8－磨菇形止动夹；9－带有筒状体及轴向槽的万向节轴

表 4－6－60 固定型球面滚轮式万向节(图 4－6－297)的设计尺寸系列

外直径 A/mm	58	67.6	76	86	86	93	92	99	113
轴直径 S/mm	17.7	21	21.2	25.7	27	28	30	31	
滚轮的平均工作半径 R/mm	14.1	16.15	18.3	20.2	20.85	21.6	22.5	24.2	27.4
滚轮直径 d/mm	16.9	19.7	21.9	23.7	24.9	25.9	26.8	28.4	31.69
最大工作夹角 α/(°)	43	43	43	45	43	43	43	43	43
滚轮轴直径 D/mm	9.5	10.7	12.5	13.7	14	15	15	16	18.2
滚轮的宽度 l_w/mm	9.3	10.5	11.8	13	13.7	14	14.7	15.6	17.8
采用本万向节的汽车的发动机最大排量/cm^3	750	1100	1400	1800	2000	2200	2600	取决于使用情况	
轴交角 $\alpha=0°$的静态失效转矩 T_b/N·m	1350	1950	2400	3000	3500	4000	4270	5250	7850
对于 $\alpha=0°\sim10°$的最大转矩 $0.6T_b=T_0$/N·m	1200	1750	2100	2850	3200	3600	3900	4900	7200
对于 $\alpha=40°$的准静态失效转矩(旋转万向节) T_b/N·m	750	1050	1550	2000	2250	2500	2800	3600	5000

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

4. 双联式万向节

双联式万向节也是一种近似等速万向节。如图 4－6－298 所示，它实际上是由两个十字轴万向节组合而成。为了保证两万向节的工作角趋于相等而设有分度机构。图 4－6－299 给出了双联式万向节的另一种结构型式。在这里采用了组合式十字轴，即十字轴主体仅有一对同心的轴颈，而通常有的另一对与之相垂直的轴颈，则由一根可拆装的销轴代替。万向节的主、从动轴不带万向节叉而仅有一孔，用于装组合式十字轴的可拆装的销轴，即后者将主、从动轴和与其相应的组合式十字轴联接了起来。为了得到等角速传动，按照双十字轴万向节传动的等速条件（参见图 4－6－280），联接前、后十字轴的中间架上的前、后万向节叉应在同一平面内且前、后万向节的夹角应相等，在本结构中后一条件由分度机构保证。

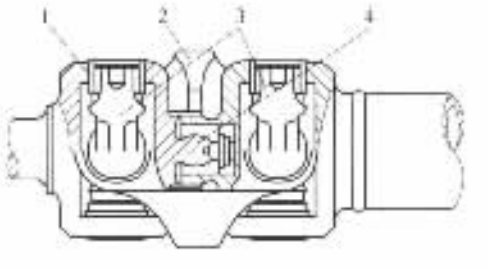


图 4－6－298　双联式万向节的传统结构型式

1－滚针轴承；2－中间架；

3－十字轴；4－分度机构球头

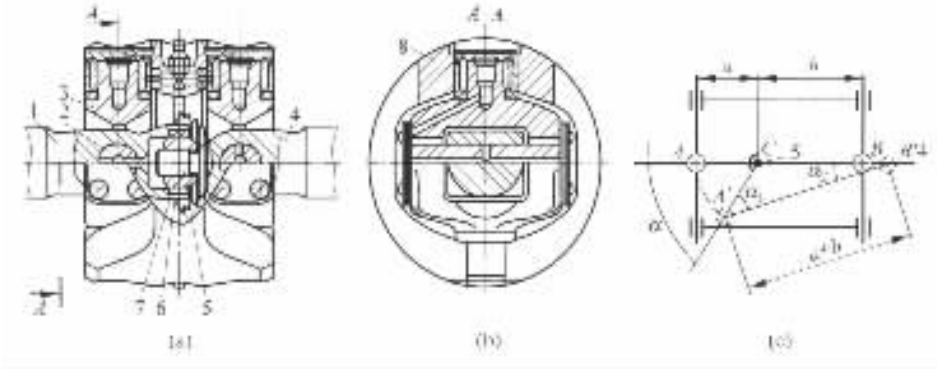


图 4－6－299　采用组合式十字轴的双联式万向节

1，4－主、从动轴；2－销轴；3－十字轴主体；5－分度机构；

6，7－球面座圈及球形环；8－中间架

偏心十字轴双联万向节取消了分度机构，可保证主、从动轴接近等速。

双联式万向节的主要优点是允许两轴间的工作夹角大（一般可达 50°，偏心十字轴双联式万向节则可达 60°），轴承密封好，效率高，工作可靠，加工方便；其缺点是外形尺寸较大，结构复杂，零件数目多及非完全等角速传动等。另外，由于双联式十字轴万向节滚针轴承的挤压应力受到限制，因此它传递的转矩也受到一定限制。

双联式万向节的特点是具有两个摆动中心，且其中一个摆动中心可以轴向移动。图 4－6－299（c）是该双联万向节运动学的分析用简图。如该图所示，当轴 1 偏转 α 角时，该轴的摆动中心 A 移至 A'，轴 4 的摆动中心 B 则移至 B'，而两摆动中心间的距离 $AB = AC + CB = a + b$ 则保持不变，并等于中间架前、后万向节叉孔间的距离。中间架相当于联接前、后单十字轴万向节的一根传动轴（参见图 4－6－280），其前、后万向节叉应在同一平面内，且前、后万向节的夹角 α_1 与 α_2 应相等，以得到等角速传动。为了达到此目的，下面研究一下有关结构参数的关系。

由图 4－6－299(c)的 $\triangle A'B'C$ 并根据正弦定理有：

$$b/\sin\alpha_1 = (a+b)/\sin(180-\alpha) = (a+b)/\sin\alpha$$

由此可得到 α_1 与 α 的关系式为

$$\sin\alpha_1 = \frac{b}{a+b}\sin\alpha \tag{4-6-190}$$

将 $\alpha = \alpha_1 + \alpha_2$ 代入上式，经整理得 α_1 与 α_2 的关系式：

$$\cot\alpha_1 = \frac{[(a+b)/b] - \cos\alpha_2}{\sin\alpha_2} \tag{4-6-191}$$

令上式中的 $\alpha_1 = \alpha_2$，则得 a、b 与 α_1 的关系式：

$$\cos\alpha_1 = (a+b)/2b \tag{4-6-192}$$

对于已确定的 a、b 值，α_1 与 α_2 仅在某一转角值 α 时才可能相等，而在所有其他转角值时有所差别，因此，双联式万向节在不同转角下只能是近似等角速传动。

5. 凸块式万向节

用于中、重型汽车转向驱动桥传递大转矩的凸块式万向节(图 4－6－272)也是一种近似等速万向节。由于其摩擦支承表面积较大，故挤压应力不会很大，因此可不必用合金钢而用优质碳素结构钢制造，以降低造价。就其运动副来看，也是一种双联万向节。它由两个万向节叉、两个相同的凸块及一个接合圆盘组成。其结构简单，制造容易，工作可靠，工作夹角可达 50°。但由于其工作表面全为滑动摩擦，易磨损，故其效率比在工作中为滚动摩擦的万向节的要低，需要强化润滑及专门的密封装置。

凸块式万向节的另一种结构型式如图 4－6－300 所示，它由两个万向节叉和两个凸块组成。两个万向节叉分别与万向节主、从动轴制成一体。装合后两叉位于同一平面内，并分别嵌入在凸块 2 和 4 的槽中，包围着凸块的颈部，并可绕颈部转动一定角度。在凸块 2 上有榫舌 3，其端部为圆柱表面，而在凸块 4 的相应位置上有榫槽，为了和榫舌 3 配合并在其中转动，榫槽底部也做成圆柱表面。榫舌和榫槽所在平面与两叉所在平面互相垂直。装合好以后，万向节叉 6 可以绕凸块 4 的颈部转动。同时凸块 4 又可以和凸块 2 一起在叉中转动，万向节叉 6 和

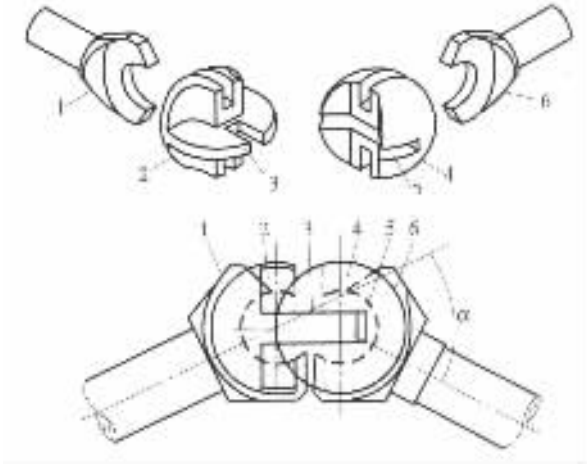
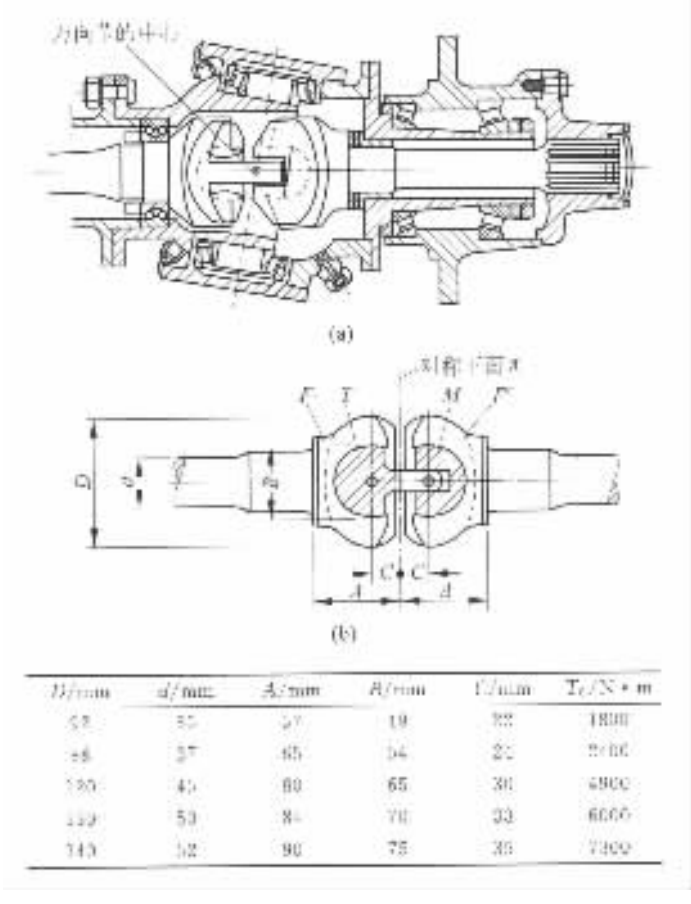


图 4－6－300 凸块式万向节的另一种结构型式

1,6－万向节叉；2,4－凸块；3－凸块 2 上的榫舌；5－凸块 4 上的榫槽

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

凸块 *4* 还可以在与上述转动平面垂直的平面内绕榫舌端部的圆柱面转动。凸块 2 和凸块 4 相当于双万向节装置中两端带有位于同一平面内的两万向节叉的中间轴及两个十字轴，因此可以保证万向节叉 1 和叉 6 在两轴交角变化的情况下以等角速度转动。图 4－6－301 给出了这种凸块式万向节在汽车转向驱动桥上与转向主销间的安装关系及尺寸系列。在尺寸系列的附表中还给出了当万向节的工作夹角 $\alpha = 32°$ 时相应尺寸的转矩能力。在 $\alpha = 10°$ 时转矩值 T_0(N·m)将加倍。



D/mm	d/mm	A/mm	B/mm	C/mm	T_0/N·m
[illegible]	[illegible]	[illegible]	19	[illegible]	1800
[illegible]	37	65	54	22	[illegible]
[illegible]	45	80	65	30	4900
[illegible]	53	84	70	33	6000
145	62	90	75	35	7300

图 4－6－301　凸块式万向节在转向驱动桥上的安装关系及尺寸系列

(a)在转向驱动桥上的安装关系；(b)尺寸系列及 $\alpha = 32°$ 时的转矩能力

图 4－6－300、图 4－6－301 所示的结构虽比前一种结构(图 4－6－272)少了一个零件(接合圆盘)，但它的两个凸块不相同且形状复杂，加工困难，工作性能又与前一种结构型式的相同，故常为前一种结构型式的凸块式万向节所代替。

6. 三销式万向节

三销式万向节为近似等速万向节。如图 4－6－302 所示，它由 2 个相同的偏心轴叉、2 个相同的三销轴和 6 个滚针轴承及其密封件等组成。主、从动偏心轴叉分别与转向驱动桥的内、外半轴制成一体。偏心轴叉的叉孔中心线与叉轴中心线呈垂直但不相交。主、从动偏心轴叉由 2 个三销轴联接。三销轴的大端有一穿通的轴承座孔，其中心线与小端轴颈中心线重合，靠近大端的两侧有两轴颈，其中心线与小端轴颈中心线垂直相交。装配时每一偏心轴叉的两叉

孔与 1 个三销轴的大端附近的两轴颈配合，而 2 个三销轴的小端轴颈互相插入对方的大端轴承孔内，这样即形成了 3 根销轴。

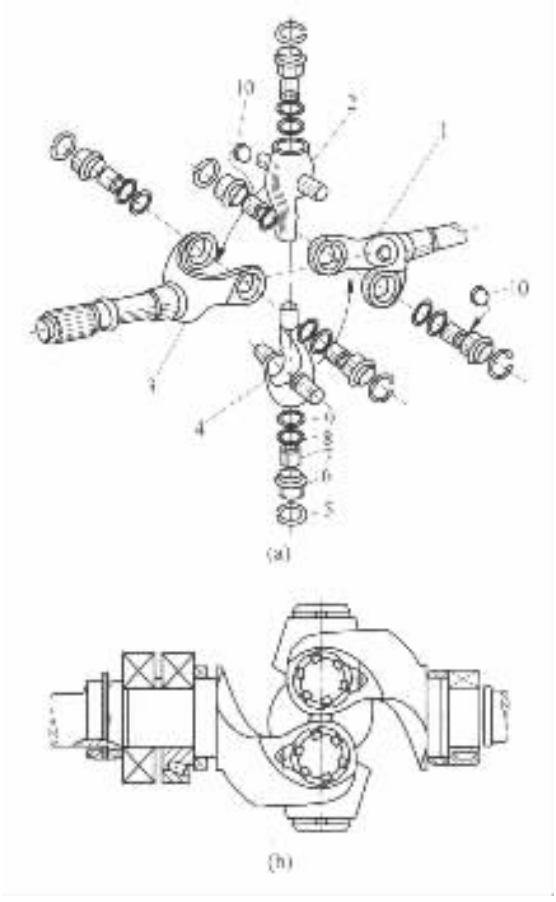


图 4－6－302 三销式万向节

(a)拆装图；(b)装配图

1－主动偏心轴叉；2，4－三销轴；3－从动偏心轴叉；5－卡环；6－轴承座；

7－衬套；8－毛毡圈；9－毛毡圈罩；10－止推垫片

如图 4－6－302(a)所示，在与主动偏心轴叉 1 相配的三销轴 4 的两个轴颈端面和轴承座之间装有止推垫片 10，其余各轴颈端面处均无止推垫片，使端面与轴承座间有较大间隙，以保证 2 个三销轴中的一个沿其大端两轴颈的方向有轴向自由度，避免在转向时三销式万向节发生运动干涉。如将该自由度在 2 个三销轴间平分，则可完全等速，而事实上难以实现。

三销式万向节主要用于中、重型越野汽车的转向驱动桥，可直接暴露在外而不需要加外球壳和密封，属于开式万向节。其另一优点是对万向节与转向节的同心度要求不太严，不需要像球笼式、球叉式及其他定心式万向节那样需在转向主销的轴向和内外半轴的轴向进行调整而设置调整机构。这是因为它是属于不定心式万向节，即当万向节中心与转向节中心不一致时，可由万向节内三销的轴向滑动来补偿。其所允许的两轴间的工作夹角亦较大，可达 45°。但外形尺寸较大，零件形状复杂，毛坯需精锻，万向节的两轴受有附加弯矩和轴向力等。

驱动车轮传动装置中所采用的万向节主要是上述几种。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

表 4－6－61 列出了汽车驱动桥驱动车轮传动装置的等速万向节和近似等速万向节的常用型式及特点。

表 4－6－61　汽车驱动桥等速万向节和近似等速万向节的常用型式及特点

型式		结构特点	等速性	最大工作角度	轮廓尺寸大小	零件多少	加工难易	应用范围
不可伸缩型	球笼式 Rzeppa 型	内、外滚道滚道同心，靠分度杆维持其等速性，6 个钢球全部传力，承载能力大，耐冲击，效率高，结构见图 5-28，其改进型为 Birfield 型球笼式万向节	理论上为完全等角速的万向节	35°～37°	小	少	滚道的加工较复杂	为 Birfield 型所代替
	球笼式 Birfield 型	省去分度杆，靠内外滚道曲率中心间两方偏移维持其等速性，滚道断面为椭圆形，压力角 15°，受载时钢球与滚道接触区为椭圆形，承载能力大，耐冲击，效率高，结构见图 5-29		42°				广泛用于各种汽车的转向驱动桥和断开式驱动桥上
	球叉式（固定滚道型）	结构简单，有 4 个传力钢球，1 个定心钢球，但在一个方向只有两球传力，单位压力大，易磨损，球易脱落，寿命短，见图 5-35(a)，(b)	近似等角速万向节	32°～33°		多		用于中、小型越野汽车的转向驱动桥
	双联式	由 2 个十字轴万向节按等速条件组成，一般双联式有分配机构以维持其等速性，偏心十字轴双联式万向节取消了分配机构，效率高，工作可靠，加工方便，但结构较复杂，外形尺寸大，零件数目多，见图 5-39，图 5-40		50°			加工简单	中型以上的越野汽车驱动桥
	凸块式	万向节叉装入两凸轮的槽内，凸轮用横舌和横槽联接，滑动摩擦力大，为维持其等速性，连横舌和横槽平面垂直于万向节叉槽和叉臂平面，工作全为滑动摩擦，易磨损，效率低，见图 5-13，图 5-41，图 5-42		50°	大	少		
	销式	由双联式演变而来，由 2 个偏心轴叉、3 个十字轴和 6 个轴承组成，呈弯形，销轴摆动时产生附加力矩和轴向力，主动轴一端需装轴向推力轴承，它属于开式不定心万向节，见图 5-43		45°			零件形状复杂，需模锻	
	固定型球面滚轮式	与伸缩型球面滚轮式的结构原理相同，只是增加了限制伸缩的零件，见图 5-38		45°	小	少	易加工	用于各种汽车的转向驱动桥，但多为伸缩型所代替

（续）

型式		结构特点	等速性	最大工作角度	轮廓尺寸大小	零件多少	加工难易	应用举例
可伸缩型	球笼式（可伸缩型）	结构与一般球笼式相似，仅仅外滚道为直槽，摆动时钢球滚动，轴向伸缩时为滑动，见图5-35	理论上为完全等角速度万向节	32°	小	少	易加工	用于断开式驱动桥
	球叉式（直槽滚道型）	2个球叉上开有与中心线成一定角度的直槽，其中装有4个钢球，动力通过钢球传递，球叉槽与中心对称，可以轴向移动，见图5-35(b)		20°				
	伸缩型球面滚轮式	装在一个轴销的三个槽销上的球面滚轮可沿与另一轴相联的筒状体的三个轴向槽移动，起着伸缩花键的作用，而三个球面滚轮与筒状体的槽壁之间则可传递转矩，见图5-37	近似等角速万向节	45°	小	多	易加工	广泛用于各种汽车的传动轴和转向式驱动桥上

第六节 驱动桥壳

驱动桥桥壳是汽车上的主要零件之一，非断开式驱动桥的桥壳起着支承汽车荷重的作用，并将载荷传给车轮。作用在驱动车轮上的牵引力、制动力、侧向力和垂向力也是经过桥壳传到悬架及车架或车厢上。因此，桥壳既是承载件又是传力件。同时它又是主减速器、差速器及驱动车轮传动装置（如半轴）的外壳。

在汽车行驶过程中，桥壳承受繁重的载荷，尤其是当汽车通过不平路面时，由于车轮与地面间所产生的冲击载荷，在设计不当或制造工艺有问题时，会引起桥壳变形或折断。因此，设计时必须考虑在动载荷下桥壳有足够的强度和刚度。

为了减小汽车的非簧载质量以利于降低动载荷和提高汽车的行驶平顺性，在保证强度和刚度的前提下应力求减小桥壳的质量。桥壳还应结构简单、制造方便，以利于降低成本。其结构还应保证主减速器的拆装、调整、维修和保养方便。在选择桥壳的结构型式时，还应考虑汽车的类型、使用要求、制造条件和材料供应等。

一、桥壳的结构型式

桥壳的结构型式有三种，即可分式桥壳、整体式桥壳和组合式桥壳。

（一）可分式桥壳

按其组合件数，可分式桥壳分为二段可分式和三段可分式两种。

1. 二段可分式

大多数可分式桥壳为二段可分式。如图4－6－303(a)、(b)、(c)所示，整个桥壳由一个垂向接合面分为左、右两部分，每一部分均由一个铸件壳体和一个压入其外端的半轴套管组成。半轴套管与壳体用铆钉联接。在装配主减速器及差速器后，左、右两半桥壳是通过中部接合面处的一圈螺栓联成一个整体。差速器总成的支承轴承直接支承于桥壳内的轴承座中，该处桥壳外侧又有加强筋，因此轴承的支承刚度很好。主减速器主动齿轮，可经轴承直接支承在桥壳

本资料来自www.qzcar.com 免费下载

前部的轴承座中(图 4－6－303(b)及图 4－6－61)，或先与另外的主动齿轮轴承座组装好后，再一起由前面装入桥壳中(图 4－6－303(c)及图 4－6－24)。但这种桥壳看起来似乎结构比较简单，铸件外形尺寸小使铸造容易，也易于加工，而对主减速器的装配、调整及维修却都很不方便。修理主减速器时，整个桥壳需从车上拆下。用这种桥壳在装配、调整主减速器齿轮时，看不见、摸不着，生产效率低，不易保证产品质量，桥壳的强度和刚度也比较低，半轴套管压入桥壳部分的铆接处及左、右两半桥壳的联接螺栓容易损坏。总的来说，这种桥壳结构由于比较落后，制造、装配等工艺性差而逐渐被淘汰。

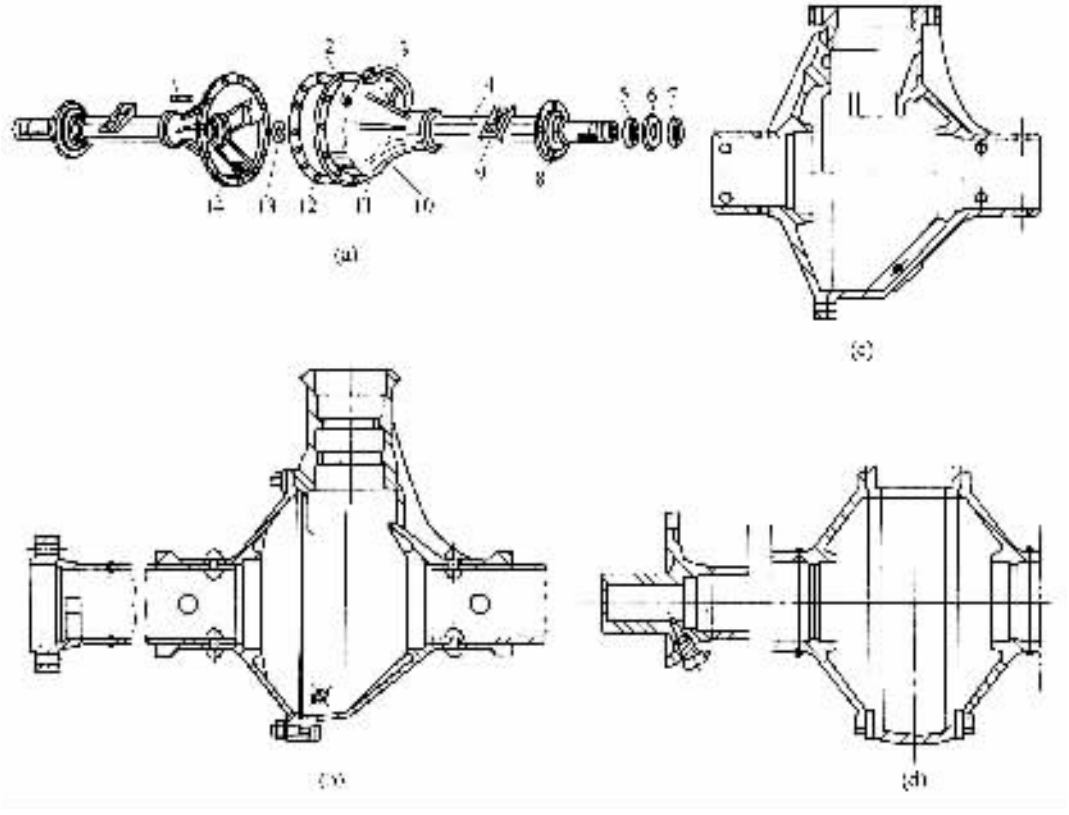


图 4－6－303　可分式桥壳

(a)、(b)、(c)二段可分式桥壳；(d)三段可分式桥壳

1－螺栓；2－注油孔；3－主减速壳颈部；4－半轴套管；

5－固定螺母；6－止动垫片；7－锁紧螺母 8－凸缘；9－弹簧座；

10－主减速器壳；11－放油孔；12－垫片；13－油封；14－盖

2. 三段可分式

如图 4－6－303(d)及图 4－6－3 所示，中央部分(主减速器壳)和左、右两半均为铸件，而左、右两半壳与半轴套管也可用对焊联接(图 4－6－303(d)，也可铸成一体(图 4－6－3))，两侧半壳用螺栓固定在中央壳上。在装配驱动桥时，可先把中央壳与一侧的半壳相联，然后将主减速器齿轮及差速器装入，调整好以后再装上另一侧的半壳。这种结构的中央壳作为桥壳一部分的同时，还起着主减速壳的作用。由于将整个桥壳分为三段，所以每段的制造工艺较简单，但整个桥壳装起来后的刚度及强度均较差。固定两侧半壳(桥管)的螺栓，也出现过拉断的

情况，而且维修主减速器时，仍要把整个桥壳从车上拆下来。波兰的华沙牌轿车和我国的黄河NJ150型载货汽车等旧车型都曾采用过这种桥壳结构。

（二）整体式桥壳

如图4－6－304～图4－6－309所示，整体式桥壳的特点是将整个桥壳制成一个整体，桥壳犹如一整体的空心梁，其强度和刚度都比较好。这种结构的另一特点是桥壳与主减速器壳分作两体。主减速器齿轮及差速器总成均装在与桥壳分开的独立壳体——主减速器壳内，构成一个单独的总成——主减速器与差速器总成，调整好后再由桥壳中部前面装入桥壳内，并与桥壳用螺栓紧固在一起。这种结构对主减速器和差速器的拆装、调整、维修、保养等都十分方便，更不必把整个驱动桥壳从车上拆下来，这是整体式桥壳另一个很大的优点。

整体式桥壳按其制造工艺的不同又可分为铸造整体式、钢板冲压焊接式和钢管扩张成形式三种。

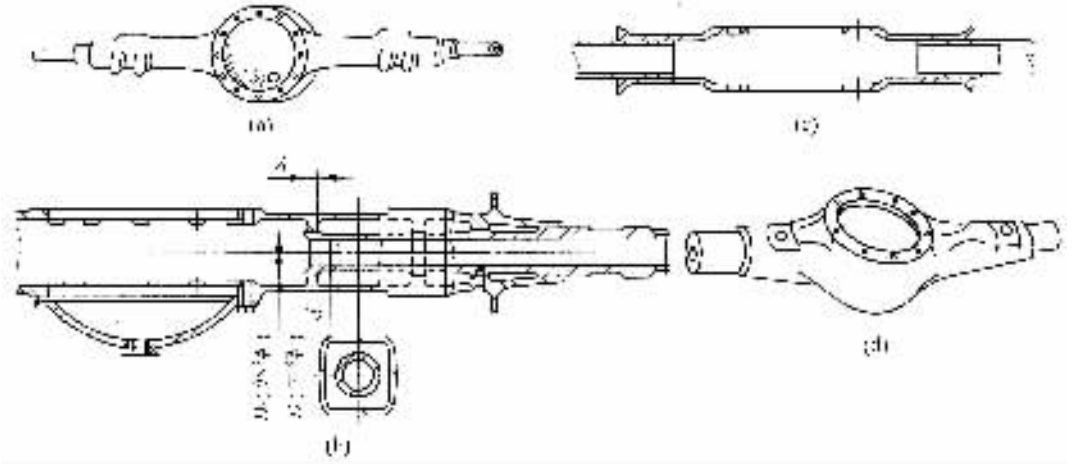


图4－6－304 铸造整体式桥壳

（a）铸造整体式桥壳的外观；（b）铸造桥壳与半轴套管的压配；（c）中央部分较短的铸造整体式桥壳；（d）主减速器与差速器总成的安装定位孔位于桥壳上部的重型汽车用铸造整体式桥壳

1. 铸造整体式桥壳

通常可采用球墨铸铁、可锻铸铁或铸钢铸造。法国雷诺公司在球铁中加入1.7%的镍，解决了球铁低温（－40℃）冲击值急剧降低的问题，得到了与常温相同的冲击值。为进一步提高其强度和刚度，铸造整体式桥壳的两端压入较长的无缝钢管作为半轴套管，并用销钉固定。如图4－6－304（b）所示，每边半轴套管与桥壳的压配表面共4处，由里向外逐渐加大配合表面的直径，以得到较好的压配效果。钢板弹簧座与桥壳铸成一体，故在钢板弹簧座附近的桥壳截面可根据强度要求铸成适当形状，通常多为矩形。安装制动底板的凸缘也与桥壳铸成一体。桥壳中部前端的平面及孔用于安装主减速器及差速器总成，后端平面及孔可装上后盖，打开后盖可作检视孔用。在重型汽车上，为了进一步提高桥壳的强度和刚度，则将后盖与桥壳铸成一体。某些重型汽车铸造整体式桥壳的主减速器及差速器总成的安装孔位于桥壳中间的上部以方便主减速器与差速器总成的吊装，但这对桥壳的垂向强度与刚度不利。

另外，由于汽车的轮毂轴承是装在半轴套管上，其中轮毂内轴承与桥壳铸件外端面相靠，而外轴承则与拧在半轴套管外端的螺母相抵，故半轴套管有被拉出桥壳的倾向，所以必须将桥

壳与半轴套管用销钉固定在一起。

铸造整体式桥壳的主要优点在于可制成复杂而理想的形状，壁厚能够变化，可得到理想的应力分布，其强度及刚度均较好，工作可靠，故要求桥壳承载负荷较大的中型、重型汽车，适于采用这种结构。尤其是重型汽车，其驱动桥壳承载很重，大都采用铸钢的整体式桥壳。

与钢板冲压焊接整体式和钢管扩张成形式桥壳相比，铸造整体式桥壳的主要缺点是质量大、加工面多，制造工艺复杂，且需有相当规模的铸造设备，在铸造时质量不易控制，也容易出现废品，故仅用于载荷大的重型汽车，也用于少数中型载货汽车和越野汽车，不宜用于桥壳承载负荷不大的轿车和轻、中型及以下的载货汽车。

为了减小铸造整体式桥壳的质量，简化制造工艺，有些中型汽车采用了中央部分较短的铸造整体式桥壳（图 4－6－304(c)）。其结构特点是桥壳的中央部分采用了较短的铸件，而两端压入无缝钢管，并用销钉定位，或用塞焊将它们焊牢。这种结构由于桥壳铸件的尺寸小，形状简单，故所需的制造工艺装备不复杂，也可大大降低铸件的废品率。但是钢管部分的断面形状不能任意选择，其强度及刚度较差，尤其是桥壳两端与钢管的联接处是一个薄弱环节，需要注意加强。图 4－6－21 所示的东风 EQ240 型 2.5t 越野汽车的非断开式驱动桥就采用了这种结构。

2. 钢板冲压焊接整体式桥壳

钢板冲压焊接整体式桥壳总成如图 4－6－305 所示，是由钢板冲压件焊成的桥壳主体、两端再焊上的带凸缘的半轴套管及钢板弹簧座等组成。冲压焊接的桥壳主体又有两种组合型式。一种如图 4－6－306(a)所示，由上下对焊的 1 对桥壳主件 7、4 块三角镶块 8、1 个加强圈 14、2 个半轴套管 5、2 个凸缘 4、2 个油封座径圈 3、2 个钢板弹簧座 6 及 1 个后盖 13 等，沿它们之间的接缝组焊而成。

桥壳主件的上下两半是相同的冲压件，如图 4－6－306(b)所示。这种桥壳主件的板料是矩形的，下料方便且材料利用率高，但上、下两桥壳主件对焊时需用 4 块三角镶块补焊到桥壳中部前后两侧的缺口处。也可以采用不需用三角镶块补缺口的结构方案（图 4－6－307）。这时上、下两半桥壳主件的对缝平直，易于实现焊接自动化；也可以消除前一方案中三角镶块中间顶角尖部与桥壳对应处（即 3 条焊缝的汇合点）可能出现的过大缝隙，而给焊接造成困难；桥壳主件在焊缝处的倒角也变得平直而容易加工了。但带来下料上的麻烦。这时板料的形状如图 4－6－307(b)所示，板料的利用率较前一方案要低，冲压工艺也较前一方案复杂。

桥壳主件（上、下半壳）与半轴套管间的联接方式除了可采用如图 4－6－306 和图 4－6－307(a)所示的对焊外，亦可采用图 4－6－307(e)所示的联接方法。这时桥壳上、下半壳两侧的半圆形端部紧靠在半轴套管内端的外圆上，除了要沿接缝焊一圈外，尚需塞焊，如该图 $A—A$ 断面所示。日本某公司在组合桥壳及半轴套管时，还要求这两者之嵌合部分有 0.02～0.11mm 的过盈量。焊接桥壳时，采用二氧化碳气体保护焊能使其焊件热变形小、内应力小、焊缝质量可靠，因此不必进行焊后的时效处理和校形工作即可对两端半轴套管进行精加工，使工艺简单。

通常将上、下半壳两端设计成半圆形（实际上是小于半圆，因为两半壳对接起来需留有焊缝用的间隙，如图 4－6－307(e) $A—A$ 断面所示），这样不但可使冲压工艺性好，而且在焊接时，桥壳的上、下半壳与半轴套管的组合及定位也很方便（用上、下两半壳的两端半圆夹住半轴套管内端的外圆即可）。有的为了获得桥壳与半轴套管间的过盈配合，则需先将上、下半壳焊好后再压入半轴套管的内端。也有的为了提高其在钢板弹簧座附近危险断面处的垂向抗弯强

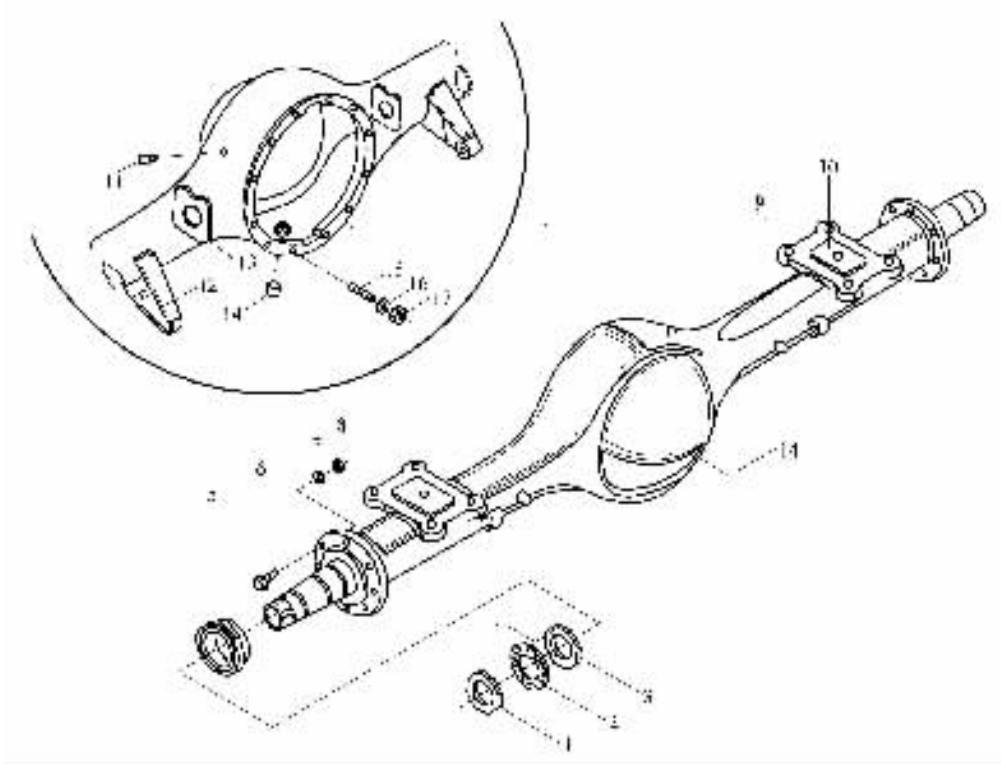


图 4－6－305 钢板冲压焊接整体式桥壳总成

1－锁紧螺母；2－止动垫圈；3－调整螺母；4－止动销；5－半轴套管衬套；6,7,8－螺栓、弹簧垫圈、螺母；9－桥壳；10－钢板弹簧座；11－通气塞；12－减振器下支架；13－挡油片；14－放油螺塞；15－双头螺栓；16－弹簧垫圈；17－螺母

度，而将上、下半壳的两端冲压成深槽形，这样上、下半壳对焊起来就成为长边垂立的矩形断面，然后将焊好后的桥壳组件左、右端与半轴套管内端（为具有同样尺寸的矩形断面）用闪光对焊工艺组焊成桥壳总成（见图 4－6－307(a)及图 4－6－22）。

钢板冲压焊接整体式桥壳，除了具有上述制造工艺简单、材料利用率高、废品率很低、生产率高及制造成本低等优点外，还有足够的强度和刚度，特别是其质量小（仅为铸造整体式质量的 75%左右），却比有些铸造式桥壳更安全可靠。北京汽车制造厂的试验表明，若将北京 BJ212 轻型越野汽车的二段可分式桥壳改为钢板冲压焊接整体式桥壳，则其桥壳总成的质量可减小 6%，而强度却提高了$\frac{1}{3}$倍。北京 BJ－130 轻型载货汽车的钢板冲压焊接整体式桥壳只有一个加强圈焊在桥壳中央前端面，桥壳中央的后端面直接与后盖焊接，强度及刚度仍能满足使用要求，而质量仅有 35kg。俄罗斯 ЗИЛ 厂曾对其生产的中型载货汽车驱动桥壳的结构方案进行了试验研究，结果表明钢板冲压焊接整体式桥壳相对于铸造整体式桥壳有很大优越性（见表 4－6－62），其主要缺点是桥壳不能做成复杂而理想的断面，因壁厚一定，故难于调整应力分布。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

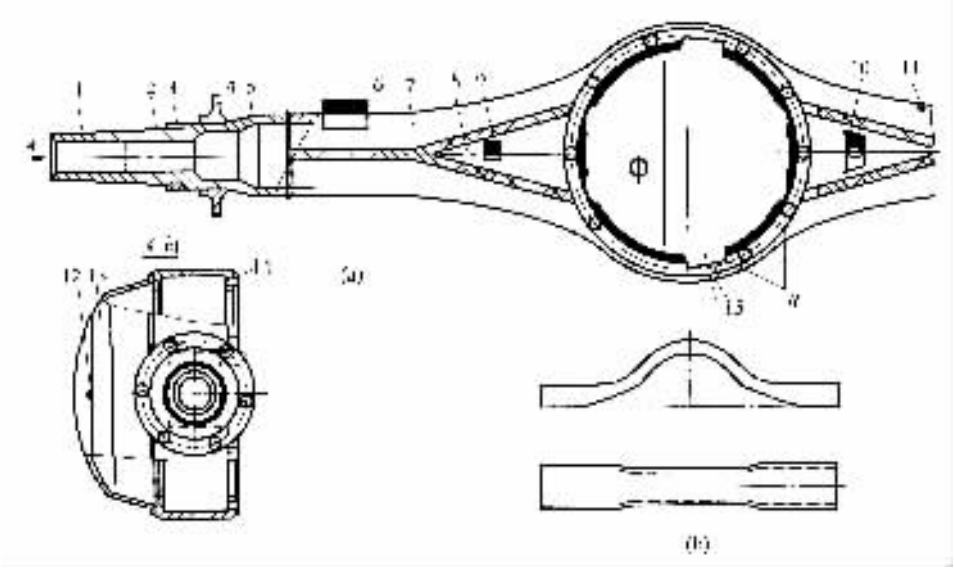


图 4－6－306　带三角镶块结构的钢板冲压焊接整体式桥壳

(a)桥壳总成；(b)桥壳主件

1，2－半轴套管上的轮毂轴承座径；3－油封座径圈；4－凸缘；5－半轴套管；6－钢板弹簧座；7－桥壳上、下主件；8－三角镶块；9－夹；10－支架；11－通气塞用螺孔；12－螺塞；13－后盖；14－加强圈；15－放油螺塞孔；B－缺口

表 4－6－62　对中型载货汽车驱动桥壳结构方案的经济分析

桥壳结构型式	桥壳称重/N	加工废屑称重/N	材料价格/%	工厂成本/%
用可锻铸铁铸成的整体式桥壳	813.4	215.6	100	100
钢板冲压焊接整体式桥壳	637	49	52	67

由于钢板冲压焊接整体式桥壳有一系列的优点，近年来不但在轿车，轻型、中型载货汽车上得到了广泛应用，而且有些吨位更大的(轴负荷在 14t 以下的)汽车也开始广泛采用，例如意大利菲亚特 650E 型 6.6t 载货汽车、日本五十铃(ISUZU)6t 载货汽车都是采用这种结构；在英国的 Kirkstall 驱动桥系列中，轴负荷在 14t 以下的桥壳，均采用钢板冲压焊接结构。

3. 钢管扩张成形整体式桥壳

这种桥壳是由中碳(例如 35 钢)无缝钢管或钢板卷焊钢管扩张、滚压成形制成，图 4－6－308 表示其扩张、滚压成形过程。将钢管中间扩孔、两端滚压变细，再加焊凸缘及钢板弹簧座等，这种制造工艺的生产效率高，材料的利用率最高，桥壳质量虽小而强度和刚度却比较好，但需要专用扩张、滚压成形轧制设备。适于轿车和轻、中型载货汽车的大批量生产。

另一种钢管扩张成形整体式桥壳如图 4－6－309 所示，它也是采用中碳无缝钢管或钢带卷制的电焊钢管为原料，经过扩张、滚压成形，成为左、右半桥壳(如桥壳总成左右对称，则左、右半桥壳为一个零件)，然后用闪光对焊组合成整体，同时焊上凸缘及钢板弹簧座等其他零件。为了提高两半壳焊接处的强度以及桥壳的刚度，通常还在桥壳中央的前后端面处各焊上一块加强圈。

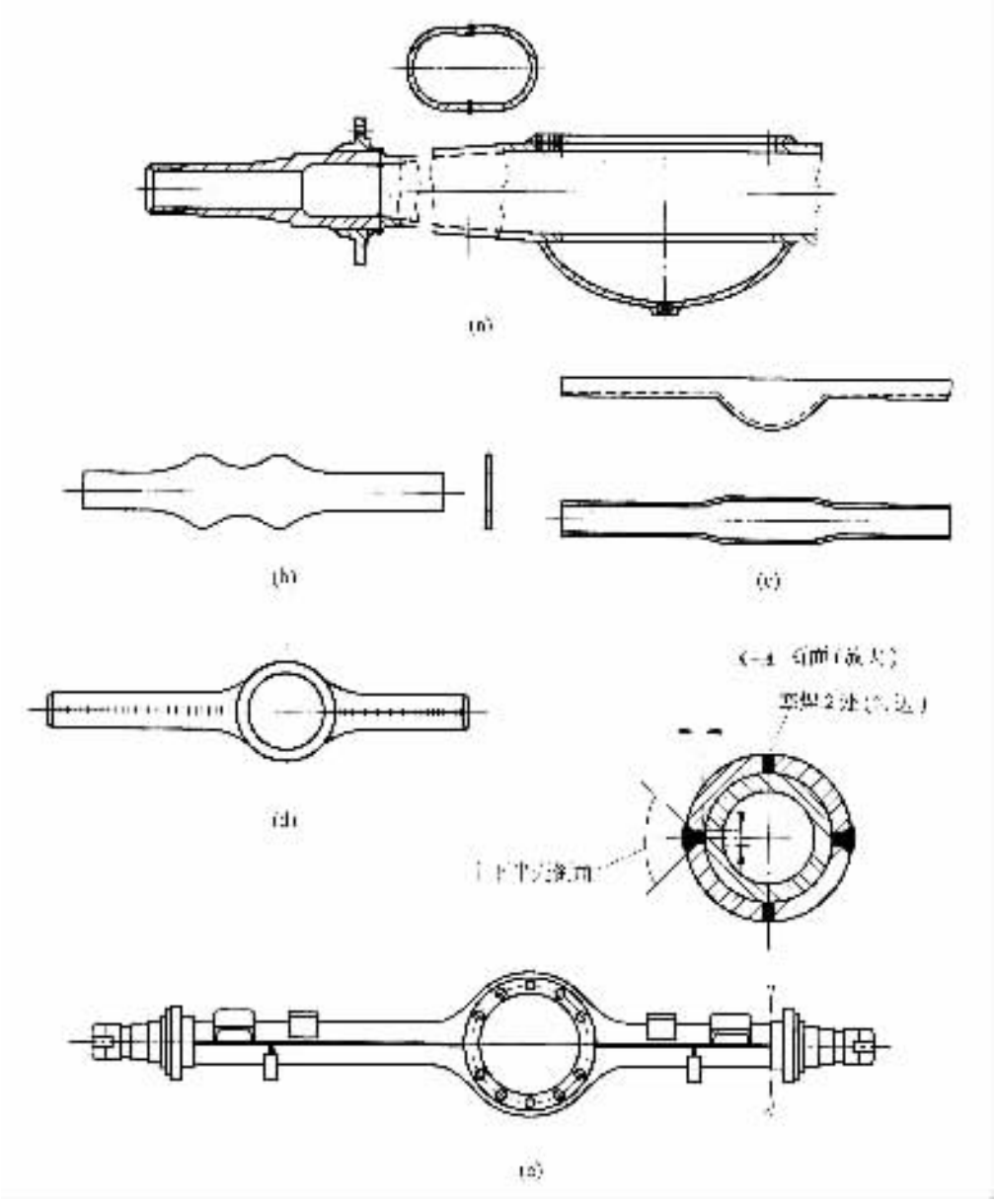


图 4－6－307 不带三角镶块结构的钢板冲压焊接整体式桥壳

(a)桥壳总成及半轴套管的对焊断面；(b)桥壳主件的板料形状；(c)桥壳主件的冷冲零件；(d)上、下半壳间焊缝平直的桥壳；(e)桥壳总成及塞焊断面

(三)组合式桥壳

组合式桥壳又称为支架式桥壳，如图 4－6－310 所示，它是将铸造的主减速器壳作为桥壳的中间部分，而在其两端压入无缝钢管，再用销钉或塞焊予以固定而成。

与可分式桥壳相比，由于主减速器及差速器轴承都是直接支承在桥壳上，因此，组合式桥壳同样具有可分式桥壳所具有的轴承座支承刚性好的优点，同时由于组合式桥壳后端开有主减速器及差速器的拆装孔并备有后盖，因此使拆装、调整主减速器及差速器比可分式桥壳方

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

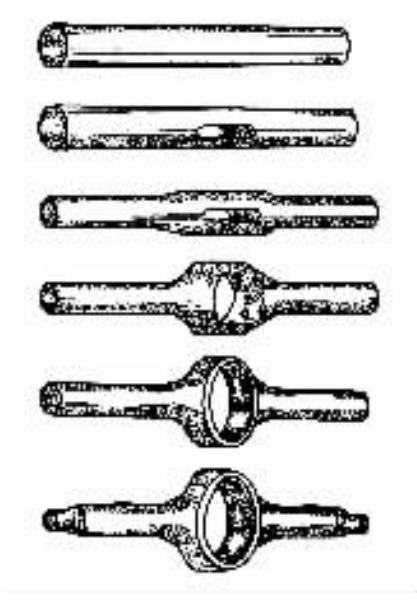


图 4－6－308　钢管扩张成形整体式桥壳的扩张、滚压成形过程

图 4－6－309　先将钢管扩张成形为左、右半壳再用闪光对焊组合成桥壳总成的方案

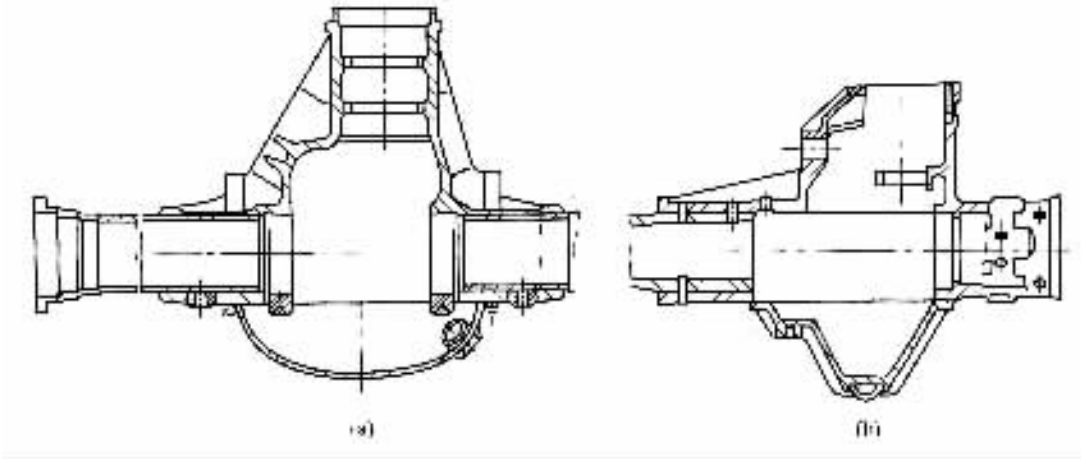


图 4－6－310　组合式桥壳

(a)主减速器及差速器轴承都直接座在桥壳上；(b)另有主减速器主动齿轮轴承座

便。与整体式桥壳相比较，由于组合式桥壳的铸件尺寸较小，因此桥壳质量较小，但它还不具备像整体式桥壳那样可将主减速器及差速器总成调整好后再装入桥壳的优点，而需要边安装

边调整。另外，组合式桥壳对加工精度也要求较高，整个桥壳的刚度也比整体式的要差。图 3－9－310(a)所示的组合式桥壳，通常主要用于微型汽车、轿车及轻型以下的载货汽车；图 3－9－310(b)所示的组合式桥壳，有时用于中型汽车的驱动桥，其特点是主动锥齿轮另有单独的轴承座支承其前、后轴承，在它们预先组装起来后再由桥壳前孔装入。使得主动锥齿轮的拆装、调整更方便，而且多 1 个直接支承在桥壳上的导向轴承。但由于组合式桥壳的整体刚度较差，调整也不如整体式桥壳，故一般不推荐在中型以上的载货汽车上采用。有的汽车采用大多是由于布置上的需要，例如前驱动桥的位置受到发动机油底壳、减振器及转向器的限制而只得采用尺寸紧凑、易于布置的组合式桥壳。

二、桥壳的受力分析与强度计算

选定桥壳的结构型式以后，应对其进行受力分析，选择其断面尺寸，进行强度计算。

汽车驱动桥的桥壳是汽车上的主要承载构件之一，其形状复杂，而汽车的行驶条件如道路状况、气候条件及车辆的运动状态等又是千变万化的，因此要精确地计算汽车行驶时作用于桥壳各处应力的大小是很困难的。过去我国主要是靠对桥壳样品进行台架试验和整车行驶试验来考核其强度及刚度，有时还采用在桥壳上贴应变片的电测方法，使汽车在选定的典型路段上满载行驶，以测定桥壳的应力。这些方法都是在有桥壳样品的情况下才能采用，而且都需要付出相当大的人力、物力和时间。日本五十铃公司曾采用略去桥壳后盖，将桥壳中部安装主减速器处的凸包简化成规则的环形的简化方法，用弹性力学进行应力和变形计算。弹性力学计算方法本身虽精确，但由于对桥壳的几何形状作了较多的简化，使计算结果受到很大限制。有限单元法是一种现代化的结构计算方法，在一定前提条件下，它可以计算各种机械零件的几乎所有几何部位的应力和应变。在国外，20 世纪 70 年代前后，这种方法就逐渐为汽车零件的强度分析所采用，对汽车驱动桥壳的强度分析也不例外，国内、外都曾用它分析过汽车驱动桥壳的强度。在通常的情况下，在设计桥壳时多采用常规设计方法，这时将桥壳看成简支梁并校核某特定断面的最大应力值。例如，日本有的公司对驱动桥壳的设计要求是在 2.5 倍满载时轴负荷的作用下，各断面(弹簧座处、桥壳与半轴套管焊接处、轮毂内轴承根部圆角处)的应力不应超过屈服极限。我国通常推荐：计算时将桥壳复杂的受力状况简化成三种典型的计算工况，它与前述半轴强度计算的三种载荷工况相同，即当车轮承受最大的铅垂力(当汽车满载并行驶于不平路面，受冲击载荷)时；当车轮承受最大切向力(当汽车满载并以最大牵引力行驶和紧急制动)时；以及当车轮承受最大侧向力(当汽车满载侧滑)时。只要在这三种载荷计算工况下桥壳的强度得到保证，就认为该桥壳在汽车各种行驶条件下是可靠的。

在进行上述三种载荷工况下桥壳的受力分析前，还应先分析一下汽车满载静止于水平路面时桥壳最简单的受力情况，即进行桥壳的静弯曲应力计算。

(一)桥壳的静弯曲应力计算

桥壳犹如一空心横梁，两端经轮毂轴承支承于车轮上，在钢板弹簧座处桥壳承受汽车的簧上载荷，而沿左、右轮胎的中心线，地面给轮胎以反力 $G_2/2$(双胎时则沿双胎之中心)，桥壳则承受此力与车轮重力 g_w 之差值，即$\left(\frac{G_2}{2}-g_w\right)$，计算简图如图 4－6－311 所示。

桥壳按静载荷计算时，在其两钢板弹簧座之间的弯矩 M 为

$$M=\left(\frac{G_2}{2}-g_w\right)\frac{B-s}{2}\quad \mathrm{N\cdot m} \tag{4-6-193}$$

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

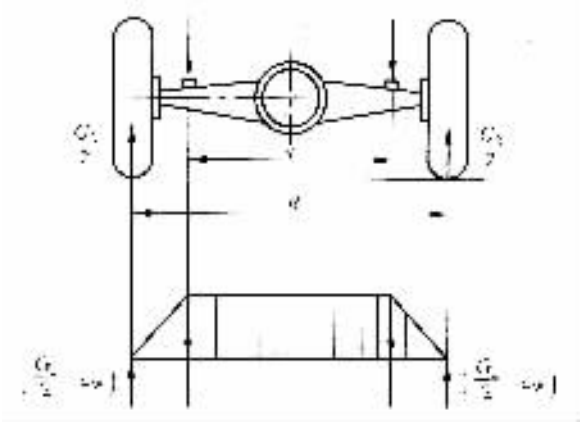


图 4－6－311　桥壳静弯曲应力计算简图

式中：G_2——汽车满载静止于水平路面时驱动桥给地面的载荷，N；

g_w——车轮（包括轮毂、制动器等）的重力，N；

B——驱动车轮轮距，m；

s——驱动桥壳上两钢板弹簧座中心间的距离，m。

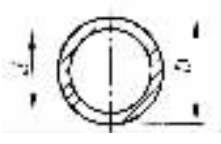
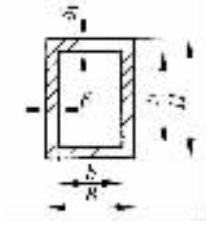
由弯矩图（图 4－6－311）可见，桥壳的危险断面通常在钢板弹簧座附近。通常由于 g_w 远小于 $G_2/2$，且设计时不易准确预计，当无数据时可以忽略不计。而静弯曲应力 σ_{wj} 则为

$$\sigma_{wj} = \frac{M}{M_v} \times 10^3 \qquad \text{MPa} \tag{4-6-194}$$

式中：M——见式（4－6－193）；

W_v——危险断面处（钢板弹簧座附近）桥壳的垂向弯曲截面系数，见表 4－6－63。

表 4－6－63　桥壳在钢板弹簧座附近的断面形状及截面系数 W_v、W_h、W_t

断面形状	垂向及水平弯曲截面系数 W_v、W_h		扭转截面系数 W_t
	$\frac{\pi D^3}{32}\left(1-\frac{d^4}{D^4}\right)$		$\frac{\pi}{16}D^3\left(1-\frac{d^4}{D^4}\right)$
	W_v	$\frac{1}{6H}(BH^3-bh^3)$	$2\delta_1(B-\delta)(H-\delta_1)$
	W_h	$\frac{1}{6B}(HB^3-hb^3)$	

关于桥壳在钢板弹簧座附近的危险断面的形状，主要由桥壳的结构型式和制造工艺来确

定。例如对于铸造整体式桥壳，由于采用了铸造工艺，所以可将弹簧座附近的断面设计成垂向抗弯强度较好的矩形管状断面（计算时还应考虑里边压进的半轴套管）；钢板冲压焊接整体式桥壳，在弹簧座附近多为圆管断面，但当桥壳与半轴套管之间的联接采用闪光对焊工艺时，桥壳危险断面的形状就可设计成矩形管状。从桥壳的使用强度来看，矩形管状（高度方向为长边）的比圆形管状的要好。

（二）在不平路面冲击载荷作用下的桥壳强度计算

当汽车在不平路面上高速行驶时，桥壳除承受静止状态下那部分载荷外，还承受附加的冲击载荷。在这两种载荷总的作用下，桥壳所产生的弯曲应力 σ_{wd} 为

$$\sigma_{wd} = k_d \sigma_{wj} \quad \text{MPa} \tag{4-6-195}$$

式中：k_d——动载荷系数，对轿车、客车取 1.75，对载货汽车取 2.5，对越野汽车取 3.0；

σ_{wj}——桥壳在静载荷下的弯曲应力，MPa，见式（4－6－194）。

（三）汽车以最大牵引力行驶时的桥壳强度计算

为使计算简化，不考虑侧向力，仅按汽车作直线行驶的情况进行计算，另从安全系数方面作适当考虑。图 4－6－312 为汽车以最大牵引力行驶时的受力简图。设地面对后驱动桥左、右车轮的垂向反作用力 Z_{2L}、Z_{2R} 相等，则

$$Z_{2L} = Z_{2R} = \frac{Z_2}{2} = \frac{1}{2}\left(\frac{G_a L_1}{L} + \frac{P_{max} h_g}{L}\right) \tag{4-6-196}$$

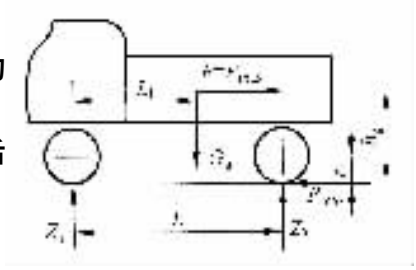


图 4－6－312 汽车以最大牵引力行驶时的受力简图

式中：G_a——汽车满载静止于水平地面时给地面的总载荷；

h_g——汽车质心高度。

而作用在左、右驱动车轮上的转矩所引起的地面对左、右驱动车轮的最大切向反作用力共为

$$P_{max} = \frac{T_{e\,max} i_{gI} i_0 \eta_T}{r_r} \quad \text{N} \tag{4-6-197}$$

式中：$T_{e\,max}$——发动机最大转矩，N·m；

i_{gI}——变速器Ⅰ挡传动比；

i_0——驱动桥的主减速比；

η_T——传动系的传动效率；

r_r——驱动车轮的滚动半径，m。

如果忽略 η_T，并将式（4－6－197）代入式（4－6－196），经整理后得

$$\frac{Z_2}{2} = \frac{G_2}{2}\left(1 + \frac{T_{e\,max} i_{gI} i_0 h_g}{r_r L G_2}\right) = \frac{G_2}{2} m^2 \tag{4-6-198}$$

式中：$\frac{Z_2}{2}$——地面对一个后驱动车轮的垂向反作用力，N；

G_2——汽车满载静止于水平地面时驱动桥给地面的载荷，N；

h_g——汽车的质心高度，m；

L——汽车的轴距，m；

m^2——汽车加速行驶时的质量转移系数。

本资料来自www.zzfxw.com 免费下载

由式(4－6－198)可知对后驱动桥：

$$m_2 = \left(1 + \frac{T_{e\,max} i_{gⅠ} i_0 h_g}{r_r L G_2}\right) \tag{4-6-199}$$

在设计中，当式(4－6－199)中的某些参数未给定而无法计算出 m_2 值时，m_2 的值可在下述范围内选出：对轿车后驱动桥取 $m_2 = 1.2 \sim 1.4$；对载货汽车后驱动桥取 $m_2 = 1.1 \sim 1.3$。

此时后驱动桥壳在左、右钢板弹簧座之间的垂向弯矩 M_v 为

$$M_v = \left(\frac{G_2}{2} m_2 - g_w\right) \frac{B - s}{2} \quad \text{N·m} \tag{4-6-200}$$

式中：G_2，g_w，B，s——见式(4－6－193)下的说明。

由于驱动车轮所承受的地面对其作用的最大切向反作用力 P_{max}，使驱动桥壳也承受着水平方向的弯矩 M_h，对于装用普通圆锥齿轮差速器的驱动桥，由于其左、右驱动车轮的驱动转矩相等，故有

$$M_h = \frac{P_{max}}{2} \frac{B - s}{2} \quad \text{N·m} \tag{4-6-201}$$

当所装用的差速器便左、右驱动车轮的转矩不等时，应取驱动转矩较大的那个车轮所引起的地面切向反作用力代替上式中的 $P_{max}/2$ 值。

桥壳还承受因驱动桥传递驱动转矩而引起的反作用力矩，这时在两钢板弹簧座间桥壳承受的转矩 T 为

$$T = \frac{T_{e\,max} i_{TL} \eta_T}{2} \quad \text{N·m} \tag{4-6-202}$$

式中：$T_{e\,max}$——发动机最大转矩，N·m；

i_{TL}——传动系的最低挡传动比；

η_T——传动系的传动效率。

当桥壳在钢板弹簧座附近的危险断面为圆管断面时，在该断面处的合成弯矩 M_Σ 为

$$M_\Sigma = \sqrt{M_v^2 + M_h^2 + T^2} \tag{4-6-203}$$

该危险断面处的合成应力 σ_Σ 为

$$\sigma_\Sigma = \frac{M_\Sigma}{W} = \frac{\sqrt{M_v^2 + M_h^2 + T^2}}{W} \tag{4-6-204}$$

式中：W——危险断面处的弯曲截面系数，见表 4－6－63。

当桥壳在钢板弹簧座附近的危险断面为矩形管状断面时，则在该断面处的弯曲应力 σ_w 和扭转应力 τ 分别为

$$\left.\begin{aligned} \sigma_w &= \frac{M_v}{W_v} + \frac{M_h}{W_h} \\ \tau &= \frac{T}{W_t} \end{aligned}\right\} \tag{4-6-205}$$

式中：M_v，M_h——分别为桥壳在两钢板弹簧座之间的垂向弯矩和水平弯矩，见式(4－6－200)及式(4－6－201)；

W_v，W_h，W_t——分别为桥壳在危险断面处的垂向弯曲截面系数、水平弯曲截面系数和扭转截面系数，见表 4－6－63。

桥壳的许用弯曲应力为 $300 \sim 500MPa$，许用扭转应力为 $150 \sim 400MPa$，可锻铸铁桥壳取较小值，钢板冲压焊接桥壳取大值。

图 4－6－313 给出了汽车以最大牵引力行驶时后驱动桥桥壳的受力分析简图。

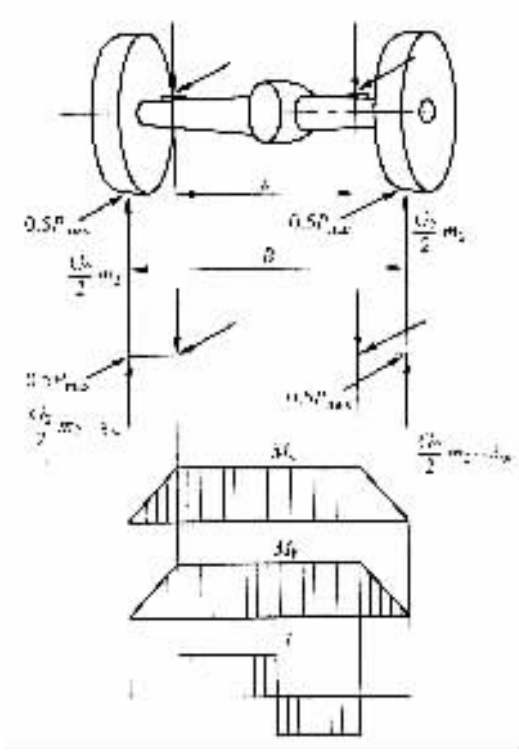


图 4－6－313 汽车以最大牵引力行驶时后驱动桥桥壳的受力分析简图

(四)汽车紧急制动时的桥壳强度计算

这时不考虑侧向力。图 4－6－314 为汽车在紧急制动时的受力简图。

设地面对后驱动桥左、右车轮的垂向反作用力 Z_{2L}、Z_{2R} 相等,则

$$Z_{2L}=Z_{2R}=\frac{Z_2}{2}=\frac{1}{2}\frac{G_a}{L}\left(L_1-\frac{h_g}{g}a\right)$$

式中:G_a,L,L_1,h_g 见图 4－6－314,其中

G_a——汽车满载静止于水平地面时给地面的总载荷,N;

h_g——汽车质心高度,m;

g——重力加速度,m/s^2;

a——制动减速度,m/s^2。

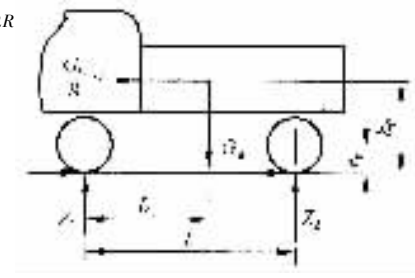


图 4－6－314 汽车在紧急制动时的受力简图

因 $\frac{G_a}{g}a=G_a\varphi$,故制动减速度 a 为

$$a=g\varphi$$

代入上式得

$$\frac{Z_2}{2}=\frac{1}{2}\left(G_2-\frac{h_gG_a\varphi}{L}\right)=\frac{G_2}{2}\left(1-\frac{h_g\varphi}{L_1}\right)=\frac{G_2}{2}m'_2 \qquad (4-6-206)$$

式中:φ——驱动车轮与路面的附着系数,计算时取 $\varphi=0.75\sim0.8$;

m'_2——后驱动桥计算用的汽车紧急制动时的质量转移系数。

由式(4－6－206)可知，对后驱动桥而言，m'_2 为

$$m'_2 = \left(1 - \frac{h_g \varphi}{L_1}\right) \tag{4-6-207}$$

在设计时，当 h_g、L_1 等参数未给定时，研究的值可在下述范围内选取：对载货汽车后驱动桥取 $m'_2 = 0.75 \sim 0.95$。

在计算轿车等的前驱动桥时，不难求出此时用的汽车紧急制动时的质量转移系数应为

$$m'_1 = \left(1 + \frac{h_g \varphi}{L_1}\right) \tag{4-6-208}$$

图 4－6－315 为汽车紧急制动时后驱动桥壳的受力分析简图。此时作用在左、右驱动车轮上除有垂向反力 $G_2 m'_2/2$(见式(4－6－206))外，尚有切向反力，即地面对驱动车轮的制动力 $G_2 m'_2 \varphi/2$。因此可求得紧急制动时桥壳在两钢板弹簧座之间的垂向弯矩 M_y 及水平方向的弯矩 M_h 分别为

$$M_v = \left(\frac{G_2}{2} m' - g_w\right) \frac{B - s}{2} \tag{4-6-209}$$

$$M_h = \frac{G_2}{2} m' \varphi \frac{B - s}{2} \tag{4-6-210}$$

式中：G_2，g_w，B，s——见式(4－6－193)下的说明；

m'——汽车制动时的质量转移系数，计算前驱动桥壳时，取 $m' = m'_1$(见式(3－6－208))；计算后驱动桥壳时取 $m' - m'_2$(见式(4－6－207))。

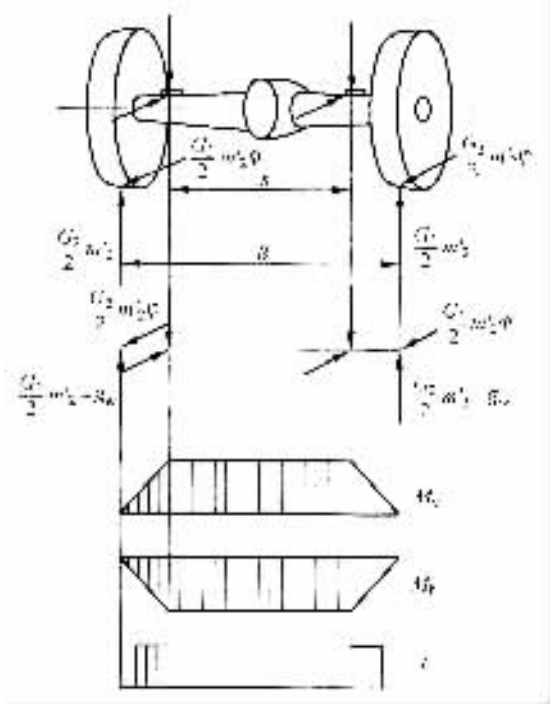


图 4－6－315　汽车紧急制动时后驱动桥桥壳的受力分析简图

桥壳在两钢板弹簧座的外侧部分处同时还承受制动力所引起的转矩 T，对后驱动桥：

$$T = \frac{G_2}{2} m'_2 \varphi r_r \qquad N \cdot m \tag{4-6-211}$$

式中：r_r——驱动车轮的滚动半径，m；

φ——驱动车轮与路面间的附着系数，计算时取 $\varphi = 0.8$。

按式(4-6-209)求得 M_v、按式(4-6-210)求得 M_h 及按式(4-6-211)求得 T 后，再将它们代入式(4-6-204)、式(4-6-205)，即可求得紧急制动时桥壳在左、右板簧座附近危险断面处的合成应力 σ_Σ、弯曲应力 σ_w 和扭转应力 τ。

(五)汽车受最大侧向力时的桥壳强度计算

当汽车满载、高速急转弯时，则会产生一个作用于汽车质心处的相当大的离心力。汽车也会由于其他原因而承受侧向力。当汽车所承受的侧向力达到地面给轮胎的侧向反作用力的最大值即侧向附着力时，汽车处于侧滑的临界状态，侧向力一旦超过侧向附着力，汽车则侧滑。因此汽车驱动桥的侧滑条件为

$$P_2 \geqslant Y_{2L} + Y_{2R} = G_2 \cdot \varphi_1 \tag{4-6-212}$$

式中：P_2——驱动桥所受的侧向力，N；

Y_{2L}，Y_{2R}——地面给左、右驱动车轮的侧向反作用力，N；

G_2——汽车满载静止于水平路面时驱动桥给地面的载荷，N；

φ_1——轮胎与地面间的侧向附着系数，计算时取 $\varphi_1 = 1.0$。

由于汽车产生纯粹的侧滑，因此计算时可以认为地面给轮胎的切向反作用力(例如驱动力或制动力)为零。

图 4-6-316 为汽车向右侧滑时的受力简图，根据该图可求出驱动桥侧滑时左、右驱动车轮的支承反力为

$$\left.\begin{aligned} Z_{2L} &= G_2\left(\frac{1}{2} - \frac{h_g \cdot \varphi_1}{B}\right) \\ Z_{2R} &= G_2\left(\frac{1}{2} + \frac{h_g \cdot \varphi_1}{B}\right) \end{aligned}\right\} \tag{4-6-213}$$

式中：G_2，φ_1——见式(4-6-212)下的说明；

h_g——汽车满载时的质心高度，m；

B——驱动车轮的轮距，m。

由上式可知，当 $h_g\varphi_1/B = 0.5$ 时，$Z_{2L} = 0$，$Z_{2R} = G_2$，即在这种情况下，驱动桥的全部荷重由侧滑方向一侧的驱动车轮承担，这种极端情况对驱动桥的强度极为不利，因此设计时应避免这种情况产生，为此应尽量降低汽车的质心高度 h_g。

图 4-6-317 为汽车向右侧滑时驱动桥上面的车厢受力平衡图。由该图可以求出汽车侧滑时钢板弹簧对桥壳的垂向作用力 T_{2L}、T_{2R} 及水平作用力 q_{2L}、q_{2R}。

钢板弹簧对驱动桥壳的垂向作用力 T_{2L}、T_{2R}(N)为

$$\left.\begin{aligned} T_{2L} &= 0.5G'_2 - G_2\varphi_1(h_g - r'_r)/s \\ T_{2R} &= 0.5G'_2 + G_2\varphi_1(h_g - r'_r)/s \end{aligned}\right\} \tag{4-6-214}$$

式中：G'_2——汽车满载时车厢通过钢板弹簧作用在驱动桥上的垂向总载荷，N；

r'_r——板簧座上表面离地面的高度，m；

G_2，φ_1，h_g——见式(4-6-213)下的说明；

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

s——两板簧座中心间的距离，m。

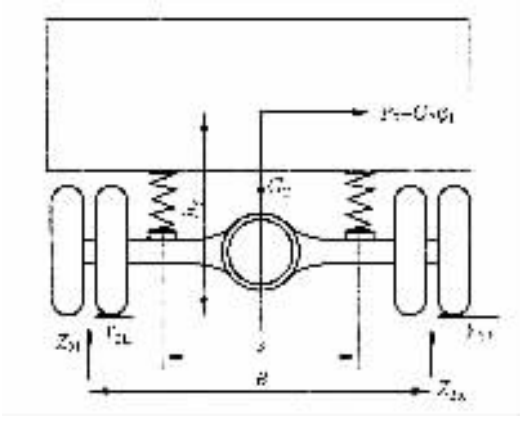


图 4－6－316　汽车向右侧滑时的受力简图

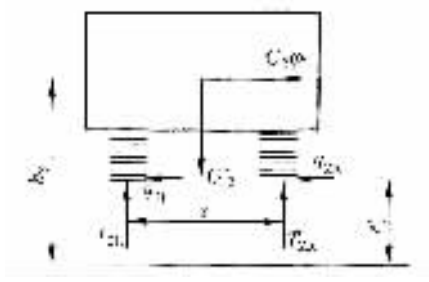


图 4－6－317　汽车向右侧滑时驱动桥上面的车厢受力平衡图

当驱动桥采用全浮式半轴时，在桥壳两端的半轴套管上，各装有一对轮毂轴承，即轮毂的内轴承和外轴承。这些轴承通常都采用圆锥滚子式。它们布置在车轮垂向反作用力 Z_2 的作用线两侧。通常内轴承比外轴承离车轮中心线（即 Z_2 的作用线）更近些。侧滑时，内、外轮毂轴承对轮毂的径向支承力 S_1、S_2 如图 4－6－318 所示，可根据一个车轮的受力平衡求出。

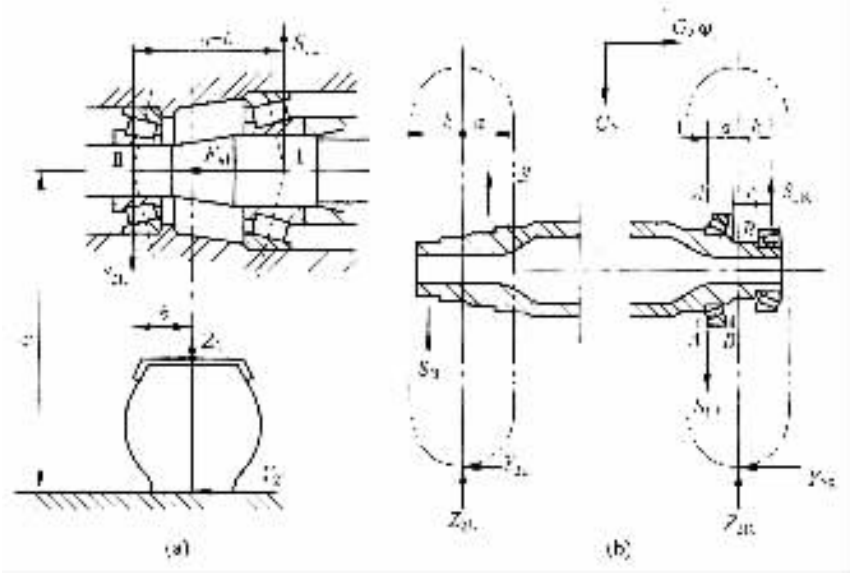


图 4－6－318　汽车向右侧滑时轮毂轴承对轮毂的径向支承力 S_2、S_2 分析用图

（a）轮毂轴承的受力分析用图；（b）桥壳的受力分析用图

对于与侧滑方向相同一侧（即转弯时的外侧）车轮，例如对图 4－6－318 上的右侧车轮来说，轮毂内、外轴承的径向支承力为

$$S_{1R} = \frac{r_r}{a+b}Y_{2R} + \frac{b}{a+b}Z_{2R} \qquad N \tag{4-6-215}$$

$$S_{2R}=\frac{r_r}{a+b}Y_{2R}-\frac{b}{a+b}Z_{2R}\qquad N \tag{4-6-216}$$

对于与侧滑方向相反一侧(即转弯时的内侧)的车轮,例如对图 4-6-318 上的左侧车轮来说,轮毂内、外轴承的径向支承力为

$$S_{1L}=\frac{r_r}{a+b}Y_{2L}-\frac{b}{a+b}Z_{2L}\qquad N \tag{4-6-217}$$

$$S_{2L}=\frac{r_r}{a+b}Y_{2L}+\frac{b}{a+b}Z_{2L}\qquad N \tag{4-6-218}$$

式(4-6-215)~式(4-6-216)中:

r_r——车轮的滚动半径,m;

a,b,Y_{2L},Y_{2R},Z_{2L},Z_{2R}——见图 4-6-318,其中地面给左、右驱动车轮的侧向反作用力

Y_{2L}、Y_{2R}可由下式求得:

$$\begin{cases}Y_{2L}=Z_{2L}\varphi_1=Z_{2L}\times 1.0=Z_{2L} & N\\ Y_{2R}=Z_{2R}\varphi_1=Z_{2R}\times 1.0=Z_{2R} & N\end{cases} \tag{4-6-219}$$

将由式(4-6-213)、式(4-6-219)求得的 Z_{2L}、Z_{2R}、Y_{2L}、Y_{2R}值代入式(4-6-215)~式(4-6-218),即可求出轴承对轮毂的径向支承力,这样也就求出了轮毂轴承对半轴套管的径向支承反力(与上述 S_2、S_2 力大小相等方向相反)。根据这些力及桥壳在钢板弹簧座处的垂向力 T_{2L}、T_{2R}(见式(4-6-214)),可绘出桥壳在汽车侧滑时的垂向受力弯矩图,如图 4-6-319 所示。

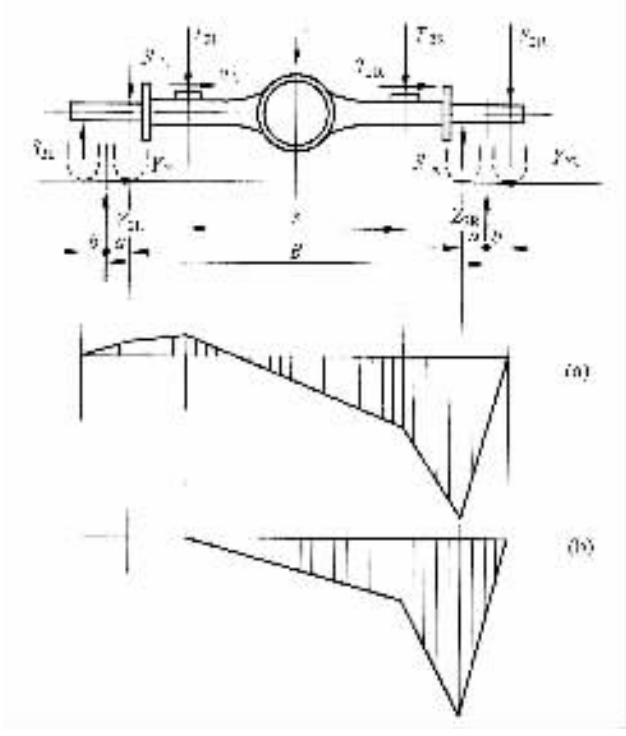


图 4-6-319 汽车向右侧滑时驱动桥桥壳所受的垂向力及垂向弯矩

(a)当 $h_g\varphi_1/B<0.5$ 时;

(b)当 $h_g\varphi_1/B=0.5$,与侧滑方向相反一侧车轮的支承反力为零时

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

如前所述，当$\frac{h_g\varphi_1}{B}=0.5$时，由式(4－6－213)可知$Z_{2L}=0$，即与侧滑方向相反一侧或内侧车轮的支承反力等于零，此时弯矩图如图4－6－319(b)所示。

由式(4－6－215)～式(4－6－216)可知，汽车侧滑时所引起的轮毂轴承的径向力$S_{1L}S_{2L}$、S_{1R}、S_{2R}与轮毂内、外轴承支承中心间的距离(a＋b)有关，且此中心距愈大，则由侧滑所引起的轴承径向力愈小。另外，如果(a＋b)值足够大也会增大车轮的支承刚度。否则，如果将两轴承之间的距离缩小到使两轴承相碰时，则车轮的支承刚度会变差，而接近于3/4浮式半轴时的情况。当然(a＋b)的值过大也会引起轮毂的宽度及质量加大而造成布置上的困难。在载货汽车的设计中，常取$(a+b)\approx\gamma_r/4$，而地面给车轮的垂向支承反力的作用线一般在内、外轴承之间，并靠近内轴承，因为常常将轮毂内轴承选得比外轴承大些，所示内轴承的承载能力较大，但也有的将内、外轴承选成一样。轮毂轴承受力最大蚵隋况发生在汽车侧滑时，所以轮轴(即半轴套管)也是在汽车满载侧滑时承受最大的弯矩及应力。

由图4－6－319可知，轮轴即半轴套管的危险断面位于轮毂内轴承的内端A—A处(图4－6－318)，该处的垂向弯矩M_{A-A}为

$$M_{A-A}=S_{2R}(a+b+l)-S_{1R}l \qquad N\cdot m \tag{4-6-220}$$

式中：l——轮毂内轴承支承中心至该轴承内端支承面间的距离，如图4－6－318所示。

如果忽略l不计，并将式(4－6－216)、式(4－6－219)及式(4－6－213)代入上式经整理后得

$$M_{A-A}=S_{2R}(a+b)=G_2\left(0.5+\frac{\varphi_1 h_g}{B}\right)(\varphi_1 r_r-a) \tag{4-6-221}$$

式中：G_2，φ_1，h_g，B——见式(4－6－213)下说明；

r_r，a——见式(4－6－218)下说明。

弯曲应力σ_{WA-A}(N/mm² 或MPa)为

$$\sigma_{WA-A}=\frac{M_{A-A}}{\frac{\pi D^3}{32}\left(1-\frac{d_4}{D_4}\right)}\times 10^3 \tag{4-6-222}$$

剪切应力τ_{A-A}(N/mm² 或MPa)为

$$\tau_{A-A}=\frac{S_{2R}}{\frac{\pi}{4}(D^2-d^2)} \tag{4-6-223}$$

式中：d，D——计算断面的内、外径。

合成应力$\sigma_{\sum A-A}$(N/mm² 或MPa)为

$$\sigma_{\sum A-A}=\sqrt{\sigma_{WA-A}^2+3\tau_{A-A}^2} \tag{4-6-224}$$

轮轴(半轴套管)处的应力不应超过490MPa。

当轮毂的内、外轴承的安装轴径有明显差别时，如图4－6－318所示，$B-B$断面也可能成为危险断面，该处的弯矩为

$$M_{B-B}=S_{2R}C=\frac{c}{a+b}G_2\left(0.5+\frac{h_g\varphi_1}{B}\right)(\varphi_1 r_r-a) \tag{4-6-225}$$

或

$$M_{B-B}=\frac{c}{a+b}M_{A-A} \tag{4-6-226}$$

同样需计算出 $B-B$ 断面处的弯曲应力和剪切应力。

我国长春第一汽车制造厂等单位，曾对一些汽车的后驱动桥桥壳进行了静强度和刚度的试验。试验时桥壳的受力位置尽量与在实车上时的受力位置一致，即桥壳两端分别用 V 形块支承于车轮中线处，而用相等的两个垂向力作用于左、右板簧座上。试验时主减速器壳及桥壳后盖均装到桥壳上，部分试验结果如表 4－6－64 所示。从该表的试验数据可以看出，桥壳的极限静强度一般是汽车满载时该桥额定负荷的 3.2～12 倍。试验结果表明，铸造整体式桥壳和钢板冲压焊接整体式桥壳的强度和刚度比可分式桥壳的强度和刚度要好；从试验的桥壳的破坏情况来看，可分式桥壳大都在中间铸造壳体与钢管联接处开裂，铆钉被剪断，有的钢管被拉出。可锻铸铁的整体式桥壳是在半轴套管里端附近桥壳上破裂。由此可见，无缝钢管的强度比较高，相对薄弱的地方是在桥壳中间铸件应力集中的地方。

表 4－6－64 一些汽车后驱动桥桥壳的静强度和刚度试验结果

车型 / 参数	解放 CA10	FA3－51	万国 K－7	GMC CCKW	北京 BJ212	跃进 NJ220（样车）	北京 BJ130	ISUZU T150
桥壳的结构型式	可锻铸铁整体铸造式	二段可分式	钢板冲压焊接整体式	钢管扩张成形整体式	二段可分式	钢板冲压焊接整体式	钢板冲压焊接整体式	可锻铸铁整体铸造式
汽车的名义装载量/t	4.0	2.5	2.27	2.27	0.425	1.0	2.0	5.0
满载时后桥负荷/t	6.0	3.75	4.0	2.6	1.068	2.0	2.535	7.1
车轮中线至钢板弹簧座中心距离/mm	370	315	310	300		256.5	265	340
两钢板弹簧座中心间的距离/mm	1004	1020	965	1030		1095	940	955
桥壳本身的重力/kgf *	95	86.6	88.7	73.6			35	
桥壳中点在单位负荷下的挠度/mm/t	0.22	0.55	0.19	0.48		0.66	0.43	0.17
桥壳中点在汽车满载时的挠度/mm	1.29	2.07	0.76	1.26		1.31	1.38（桥壳加载 2.72t 时）	1.22
桥壳的屈服负荷/t	42	12			7～9	10.6～11	11.5～13	
桥壳的破坏负荷/t	42	24.4	49			20		
桥壳设计的安全系数	7	3.2	12		6.6～8.4	5.3～5.5	4.5～5.1	

* 1kgf = 9.80665N。

设计桥壳时，应充分考虑汽车的使用条件，根据汽车的类型及使用条件，合理地选择桥壳的结构型式、材料及安全系数。由上述试验结果可知，桥壳的安全系数宜选为 $n=4\sim10$。

关于桥壳材料，铸造整体式、可分式及组合式桥壳的铸件多采用可锻铸铁（KT350－10，KT370－12）、球墨铸铁（QT400－18）、铸钢（ZG45，多用于重型汽车的桥壳铸件）；对于钢板冲压焊接整体式桥壳，多采用 16Mn、09SiV、35 或 40 中碳钢板（化学成分控制为 0.37%～0.42% 的碳和不大于 0.03% 的硫）。半轴套管多采用 40Cr、40MnB 等中碳合金钢或 45 中碳钢的无缝钢管或锻件。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

(六)桥壳的有限元计算简介

上述桥壳强度的传统计算方法,只能算出桥壳某一断面的应力平均值,而不能完全反映桥壳上应力及其分布的真实情况。因此,它仅用于对桥壳强度的验算,或用作与其他车型的桥壳强度进行比较,而不能用于计算桥壳上某点(例如应力集中点)的真实应力值。使用有限单元法对汽车驱动桥壳进行强度分析,只要计算模型简化得合理,受力与约束条件处理得当,就可以得到比较理想的计算结果。可以得到比较详细的应力与变形的分布情况,特别是能指出应力集中区域和应力变化趋势,这些都是上述传统计算方法所难以办到的。

北京 BJ130 型汽车的后驱动桥桥壳曾进行过有限元计算,计算时采用了 SAP5C 程序单元库中的第八类单元(8～21 节点的厚壳元)。该类单元能较好地描述后桥壳的曲面几何形状;计算的位移及应力又有较高精度。该桥壳的计算模型则简化成在钢板弹簧座焊缝处刚性支承的变截面厚壁筒,其中部扩张处一边开口,另一边包以半球(后盖),如图 4－6－320 所示。该计算模型中还略去了钢板弹簧紧固用的骑马螺栓对桥壳下半周的约束作用;削去了受力小而又引起截面突变的材料(如忽略了半轴套管的几个台阶);用分布力代替轴承及制动底板凸缘对桥壳的作用;主减速器壳用一适当刚度的圆环代替等。计算载荷工况有:承受最大垂向力时;传递最大牵引力时;紧急制动时;侧滑时。由 SAP5C 程序计算的桥壳应力分析,给出了所有节点的 X、Y、Z 三个方向的位移。因此,不但能给出桥壳轴线的挠曲,而且也可以找出任意一个垂直于轴线的截面的变形情况。若规定板簧座处的位移为零时,则计算结果表明在最大垂向载荷作用下,两端与中央的最大相对位移(桥壳挠度)为 1.137mm,这与试验结果相近。计算结果表明桥壳轴线的位移分布和数值量级都是合理的。该计算结果还表明,在垂向载荷作用下,桥壳的最大应力发生在与板簧座的联接处,且联接形式对应力有极大影响,如果在该处向上加长焊缝并在下半周也加以约束,将会大大降低最大应力值;板簧座内侧桥壳的应力值较小,且变化比较平滑,因此可适当减少内侧单元的节点以减少总的方程阶数,而在板簧座附近的最大应力区,由于应力变化剧烈,故应适当加密网格以提高最大应力处的精度。

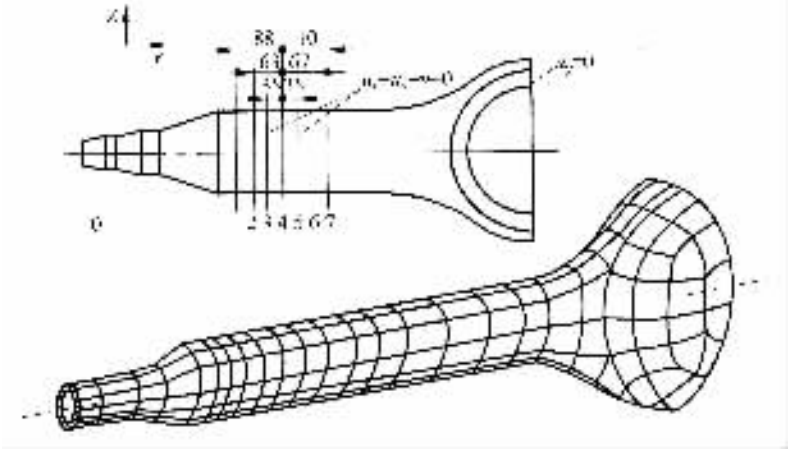


图 4－6－320　北京 BJ130 型汽车后桥壳有限元计算的简化模型

图 4－6－321 为 TSQ80 型汽车吊车后桥壳的有限元计算模型。为了简化计算,其过渡圆角用分段的直线或直角代替;略去了制动分泵支架以及加油孔、放油孔等。采用板壳单元模拟本体,其面板用边界单元约束第六自由度,制动底板凸缘、板簧座及联接主减速器壳的加强圈

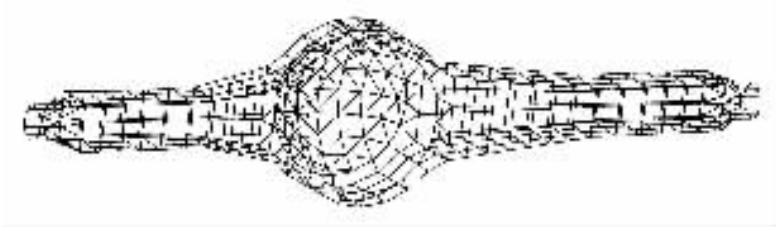


图 4－6－321 TSQ80 型汽车吊车后桥壳的有限元计算模型

则划分成梁单元。整个模型(不包括主减速器壳)共有 697 个节点,584 个板壳单元,72 个梁单元,172 个边界单元。模型中用加厚局部板壳单元来模拟推力杆支架。主要做了承受最大垂向载荷的计算并与试验对比。根据国内、外经验,计算与试验时垂向负荷均取后桥满载负荷的 2.5 倍。试验时载荷是经过板簧座的两筋板传给桥壳,计算时假定各筋板均匀地把负荷分配在它有关的 4 个节点上,作为节点负荷(见图 4－6－322)。试验时桥壳支承在两端的轮毂内、外轴承处,计算时则假定支承在此两轴承的支承中点(即车轮中线)上。每侧车轮中线处桥壳底面有 5 个节点的垂向位置受到约束(见图 4－6－323)。这样处理会使半轴套管安装轮毂轴承附近的应力与实际情况不符,但不会影响桥壳其他地方的应力分布。另外,还曾把桥壳受垂向力、纵向力及侧向力三种情况统一起来(例如汽车转弯并制动时)进行计算过。这时为了方便起见,把钢板弹簧座中心和推力杆支座中心的有关节点看成支承点,并认为垂向负荷及制动力、侧向力均作用在车轮中线处的半轴套管截面上的有关节点上,制动力矩和侧向力引起的附

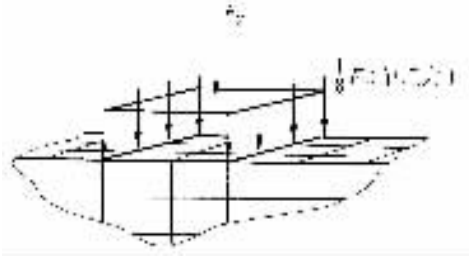


图 4－6－322 在板簧座处载荷简化示意图

F_y——一侧钢板弹簧座上的垂向负荷

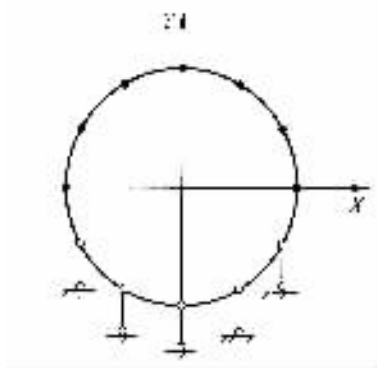


图 4－6－323 车轮中线处半轴套管受约束情况的示意图

加弯矩分别简化为节点力作用在制动底板处和车轮中线处桥壳及半轴套管的有关节点上,如图 4－6－324～图 4－6－327 所示。其中图 4－6－324 所示的垂向负荷简化示意图是假定垂向负荷作用在车轮中线处半轴套管底面的 5 个节点上,并按余弦规律分布,即 $F_{y5}=F_{y9}=0.134F_y$;$F_{y6}=F_{y8}=0.232F_y$;$F_{y7}=0.268F_y$;F_y 为一个车轮上的垂向负荷;F_{yi}为第 i 号节点的节点载荷。图 4－6－325 为制动力简化示意图,该图是假定制动力作用在每侧车轮中线处半轴套管前侧的 5 个节点上且按余弦规律分布,即 $F_{x8}=F_{x12}=0.134F_x$;$F_{x9}=F_{x11}=0.232F_x$;$F_{x10}=0.286F_x$;F_x 为 1 个车轮上的制动力;F_{xi}为第 i 号节点的节点载荷。图 4－6－326 为侧向力及其附加弯矩简化示意图,是假定侧向力均匀分布在车轮中线处半轴套管截面的 12 个节点上,且 $F_{zi}=F_z/12$,F_z 为一侧车轮的侧向力,F_{zi}为第 i 号节点的节点载荷。另外还假定,侧

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

向

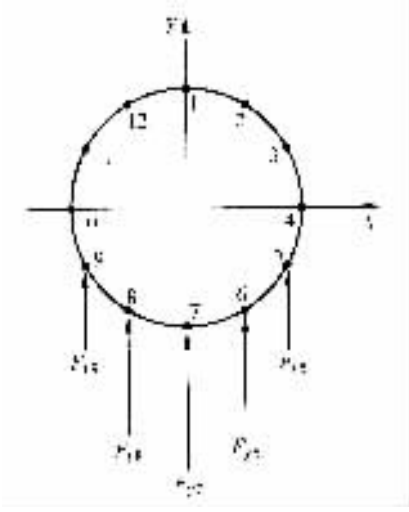


图 4－6－324　垂向负荷简化示意图

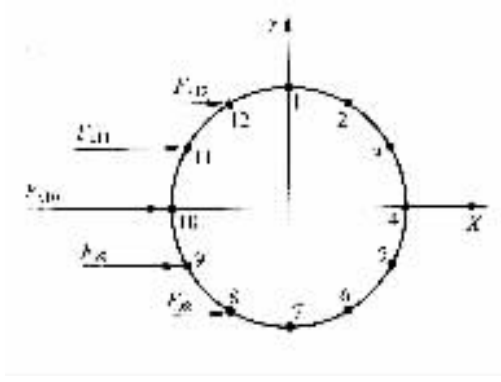


图 4－6－325　制动力简化示意图

力引起的附加弯矩 $M_x = F_z \cdot r_r$ 被简化成三对大小相等方向相反的力，并作用在车轮中线处半轴套管上下相对的 6 个节点上，且有 $2F'_{z2}d_2 + F'_{z1}d_1 = M_x = F_z r_r$，式中 r_r 为车轮的滚动半径。图 4－6－327 为制动力矩简化示意图，如该图所示，制动力矩 $M_z = F_x \cdot r_r$ 被简化为均匀分布在制动底板所在桥壳截面的节点力。

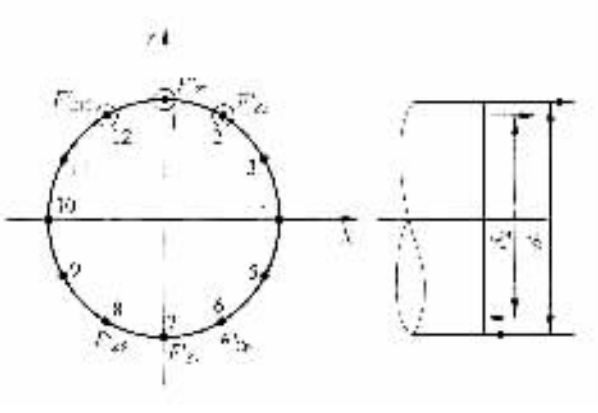


图 4－6－326　侧向力及其附加弯矩简化示意图

计算结果与试验结果的对比表明，在非应力集中区，应力的计算值与试验值非常接近，一般误差均低于 15%，其中 50%点的误差仅在 5%以下（国外有关资料介绍，误差一般为 10% ~ 15%）。而在钢板弹簧座、推力杆支座、桥壳中间凸包的过渡处等应力集中区，计算得出的应力分布曲线与试验所得曲线的趋势也是一致的。但还需加密这些区域的网格，或者将它们的局部取出来细化网格后再计算。此外，计算模型忽略了桥壳四条棱边的圆角而用直角代替，将大为增加模型刚度而带来误差。

综合上述可见，使用有限单元法对汽车驱动桥壳进行强度分析是可行的。只要不断实践并总结经验，将会不断地提高计算精度与工作效率，使这种方法成为产品设计工作的有力手

段。可利用有限单元法在产品设计阶段反复迅速分析以改进设计，如与优化设计方法配合，则更便于寻求最佳设计方案，以得到较好的总的经济效果。

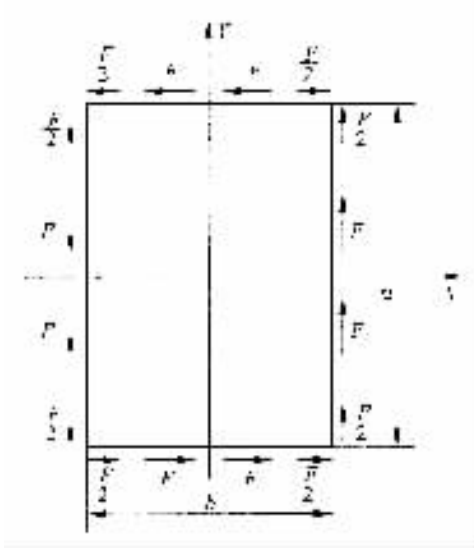
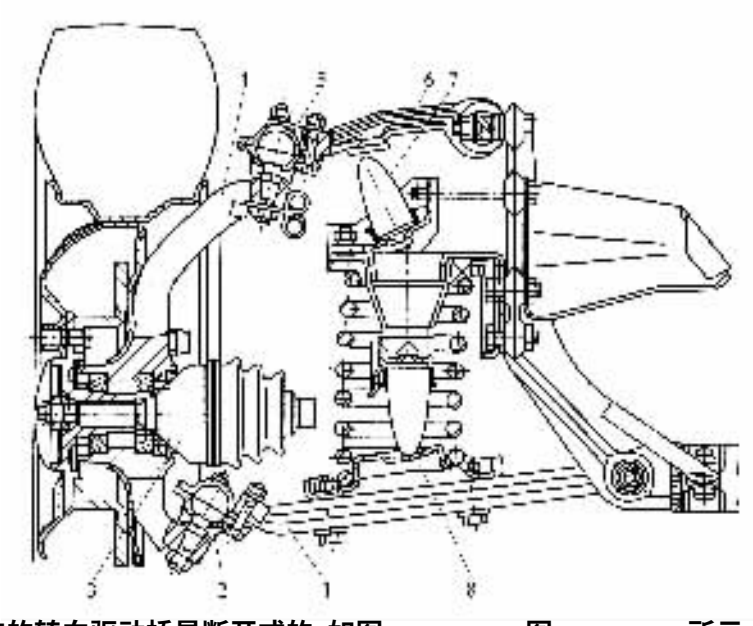


图 4－6－327 制动力矩简化示意图

第七节 转向驱动桥

轿车多采用前置发动机前轮驱动的布置型式，其前桥既是转向桥又是驱动桥，称为转向驱动桥。全轮驱动的汽车也需有转向驱动桥。显然，在转向驱动桥的驱动车轮传动装置中，半轴需采用分段式的并用万向节联接起来，以便使转向车轮能够转向。通常是在半轴与主销两者的中心线交点处装用一个等速万向节。



通常，轿车的转向驱动桥是断开式的，如图 3－8－328、图 3－8－329 所示。断开式驱动桥

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

图 4－6－328　轿车用断开式转向驱动桥(与双横臂悬架匹配)

1,6－下摆臂及上摆臂；2,5－球头销；3－半轴等速万向节；4－立柱；7,8－缓冲块

必须与独立悬架相匹配。当左、右驱动车轮经各自的独立悬架直接与承载式车身或车架相联时,在左、右转向驱动车轮之间实际上没有车桥,但在习惯上仍称为断开式车桥,轿车的前转向驱动桥多采用这种结构,如图 3－8－328 及图 3－8－329 所示。

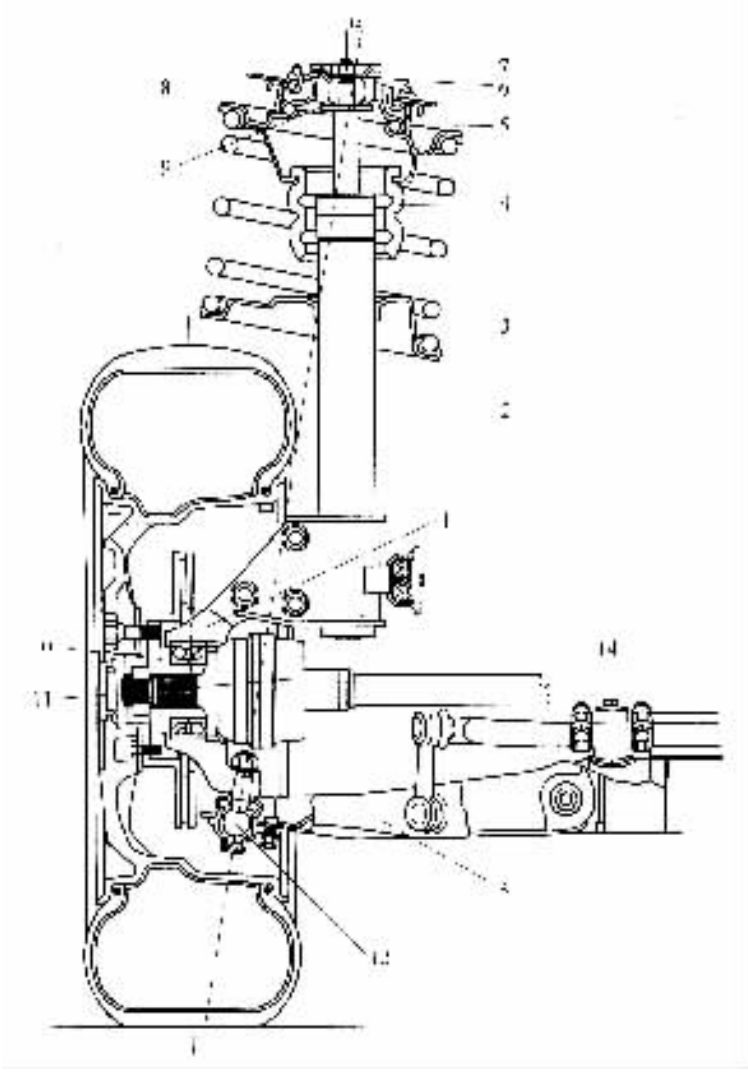


图 4－6－329　轿车用断开式转向驱动桥(与麦克弗逊悬架匹配)

1－转向节；2－减振器；3－弹簧下支座；4－辅助弹簧及限位块；5－轴承；6－缓冲块；7,9－限位盘；8－橡胶支座；10－轮毂；11－等速万向节；12－下球铰；13－下控制臂；14－横向稳定杆

断开式转向驱动桥的另一种结构型式如图 4－6－33 所示,该图是微型越野车 STEYR－PUCH HAFLINGER 的断开式前转向驱动桥的结构图。由该图可见,其主减速器与差速器总成悬置于车架横梁上,而左、右半轴及半轴套管则可作上、下摆动,即车桥的左、右两段与中间的主减速器与差速器总成是相铰接的结构。

转向驱动桥的另一种结构型式是非断开式的，多用在军用越野汽车上。在这种结构中，为了避免桥壳与发动机油底壳发生干涉以及便于布置传动轴，往往将主减速器与差速器总成向一侧偏移，使这种转向驱动桥左右不对称。

在非断开式转向驱动桥的桥壳两端装有车轮转向装置的球形支座，在后者的 2 个径向布置的同心孔中装焊着一对同心的作为转向主销的销轴，销轴通过一对圆锥滚子轴承与转向节组装到一起，再加上固定在转向节上端并与纵拉杆相联的转向节臂以及固定在转向节下端并与横拉杆相联的转向梯形臂，便形成了车轮的转向机构。作为转向主销的销轴安装在球形支座上的空间位置，应能满足前轮定位的要求，后者包括主销内倾角、主销后倾角、车轮外倾角和前轮的前束 4 个参数。转向驱动桥车轮转向机构的转向节多为组合式的，由转向节壳体及空心的转向节轴颈组成，以简化锻件的形状及锻造工艺。转向驱动桥的左、右半轴都分成内、外两段，并用等速万向节联接。万向节中心应位于转向主销的中心线上。

第八节 驱动桥总成及其主要零、部件的试验

在汽车行驶过程中，驱动桥承受着繁重而复杂的载荷，它的传动件（齿轮及半轴等）要传递传动系中的最大转矩；它的承载件（桥壳）支承着汽车满载荷重，承受着作用于路面与车架或车厢之间的垂向、纵向和横向静、动（冲击）载荷，以及反作用力矩和制动力矩等。在这些载荷的作用下，驱动桥必须保持有足够的强度、刚度，足够的寿命，以及满意的其他性能（例如无噪声）等。为此，驱动桥总成及其主要零、部件必须经受严格的试验。

通常，驱动桥总成及其主要零、部件也和汽车的其他主要总成及其零、部件一样，需装车后进行整车道路试验和室内台架试验，以考验驱动桥总成及其主要零、部件在汽车整车结构与性能上的适应性，以及它们的可靠性、耐久性和其他性能。因此，我国许多汽车制造厂都设有汽车道路试验室和总成与零、部件试验室，而在国外，不论是综合性的汽车工业公司，还是生产汽车总成的专门公司，都设有规模较大的试验、研究中心，负责有关汽车的各种试验、研究和技术开发，有的还附设有相当规模的汽车试验场或专用试验跑道等。

驱动桥总成及其零、部件，应在以下的试验中得到考验。

一、整车道路试验和整车室内台架试验

驱动桥总成及其零、部件，应装车进行整车试验。整车试验包括道路试验与室内试验两部分。

（一）整车道路试验

由于汽车使用条件的复杂性，因此常常采用实物试验的方法。道路试验是最接近实际使用情况的一种试验，它包括测定各项性能指标，考察汽车及有关总成（例如驱动桥）对使用条件（包括各种道路条件、气候条件等）的适应性，考核汽车及有关总成（例如驱动桥）及其零、部件的可靠性、耐久性，观察润滑油的密封及油温等。有时还测定有关的振动、噪声、转矩及变形等。越野汽车还进行特定地形和无路地段的通过性试验，以考验驱动桥及整车。

道路试验进行的方式主要有三种。

1. 性能试验

性能试验是在特定的路段上和地形上测定汽车的各项性能指标。

驱动桥总成的结构特点，直接影响到汽车的通过性，因此对越野汽车来说，通过性试验就

版权所有 www.bzfxw.com 免费下载

成为整车性能试验中必不可少的内容。通过汽车在特定地形(例如台阶、壕海、坎坷不平的地面、陡坡及侧坡等)和无路地段(例如泥泞、沼泽、雪地、沙漠、松软土壤等)的通过性试验,来评定整车以及驱动桥对各种地形和地表面越野行驶的适应性。

2. 汽车试验场试验

在汽车试验场,有高速跑道和各种特殊的跑道,特殊的试验路段等。例如,美国 Eaton(伊顿)公司的汽车试验场占地 2.57km^2,场内设有:

①三股试车道:宽 10m,周长 2.56km、轴负荷为 10.4t 的黑色柏油路椭圆形主试车道。跑道是按在 72km/h 的车速时侧向力为零设计的。

②性能试验区:可进行各种性能试验,并有三种不同附着系数的试验路面。喷水后形成湿路面,冬季喷水后形成冰路面。

③耐久性试验路段:路段总长 200m,宽 8m,其中有搓板路、撞击路、扭曲搓板路等。

④盐溶液槽:深度可调,最深为 1m。

⑤越野试验区:约有 120 亩土地供工程、越野与农用汽车作试验,在冬季可作雪地行驶试验。

⑥试验专用的流动测试车:用于为室内试验的汽车作可靠性试验时重复车辆在各种路面工况下的原始参数的测定,以供在室内试验时重复路面工况。测试车与被试车辆之间以无电线联接,采用调频发射装置,最远距离可达 3km。车上装有 2 台 14 线的霍尼威尔磁带记录仪,可测量、记录及分析汽车各被测零、部件的振动、噪声、扭矩、变形及温度等。

从国外许多汽车部件专业公司也设置汽车试验厂这一情况可以看出,不仅整车需要经过道路试验,而且汽车总成、部件,特别是像驱动桥这样直接会影响汽车行驶性能的总成,也不能离开路试的考验。在汽车定型前,虽然它的重要总成和零、部件都要经过严格的台架试验,但某些技术指标仍必须经过路试来验证考核。

在试验场上,为了检验驱动桥及其桥壳的可靠性,可进行带有强烈冲击载荷的"落轮"试验,即让驱动车轮突然垂直下落,这时驱动桥在上下方向的加速度可超过 2.5g;为了检验驱动桥齿轮、半轴和其他传动零件的可靠性,可进行"猛起步"等冲击试验;为了检验驱动桥以及整个汽车的可靠性与耐久性,可以在搓板路、扭曲搓板路、凸起石块路等坎坷不平的撞击路段上进行高速强化试验。试验时应做好有关数据的测量和记录。

3. 使用试验

在实际使用条件下对汽车及其总成以及零、部件进行观察和测定,并作考核记录。对驱动桥总成及其零、部件来说,可通过一定批量总成装车后所进行的使用试验,来观察驱动桥总成对各种道路条件的适应性,零、部件的可靠性与耐久性,齿轮噪声的大小,油封密封的好坏,润滑油油温的高低等。要做好使用调查。

(二)整车室内台架试验

除上述道路试验外,整车也可以在实验室条件下,在转鼓试验台、振动试验台或其他专门的试验装置上,把记录在磁带上的各种典型实际行驶工况参数输入试验台电控部分,操纵试验台运转,模拟汽车实际行驶工况进行试验。用这种方法进行寿命试验,可简化试验条件,提高试验效率,缩短试验周期。

为加速汽车以及驱动桥新产品的开发,必须缩短试验时间,为此应充分发挥汽车试验场试验、室内模拟汽车道路试验与大量的使用试验相结合的优点,这是一种较好的方法。

二、驱动桥总成及其主要零、部件的台架试验

台架试验用于测定总成及其主要零部件的强度、刚度、疲劳寿命、噪声、润滑、传动效率等。

(一)驱动桥总成的台架试验

驱动桥总成通常可进行五个方面的台架试验。

1. 驱动桥总成的磨合试验

驱动桥总成的检查和磨合试验,主要是为了在进行驱动桥总成的其他有关试验(例如传动效率试验、寿命试验、噪声试验等)以前,在同一试验台上,对其装配质量进行检查和调整,并进行磨合运转。

2. 驱动桥总成的综合性试验

所谓综合性试验,即区别于以某一项试验为目的的单项的、专门的试验。驱动桥总成的综合性试验,通常是在能进行多种试验研究、测试多种参数的开式驱动桥试验台上进行。这种试验台应包括驱动装置、负荷加载装置和测试仪器等。驱动装置多用可调转速直流电机;加载装置或耗能装置则可采用电力式(即电力测功器,其加载装置是直流发电机及耗能用的可变电阻,为了提高直流发电机的转速以达到所需要的载荷,可在直流发电机前加装增速器;为了克服电力测功器占地面积大、成本高的缺点,又可采用电涡流测功器,它是利用磁场变动时在金属中产生的涡流阻力矩作为加载耗能之用)、液力式(即水力测功器,利用水液产生阻力和摩擦,使加载并消耗能量)和机械式(机械摩擦式制动器和可调节的飞轮装置)的。载荷应稳定,并能平稳地加载和卸载。应能准确地测量被试驱动桥总成输入、输出轴的转速、转矩。因此可在这种试验台上进行驱动桥总成的传动效率试验。如果将被测试的驱动桥总成置于半无反响室内,则可测试其运转噪声。

当前最大型的试验台之一,美国 Rockwell(洛克威尔)公司工程中心的 1160 马力的开式驱动桥试验台,由串联的 2 台总功率为 865kW 的直流电动机驱动,被试驱动桥的最大输入转矩为 12191.2N·m,最高输入转速为 4500r/min。可试重型非公路汽车的贯通式驱动桥,并在模拟实际载荷工况条件下,对驱动桥总成进行综合性试验,例如检测主减速器、差速器的工作状况,润滑性能及总成及其组件的强度,磨损等。该试验台对温度、转速、转矩等参数的测量误差在 0.25%范围内。该工程中心的 580 马力的开式驱动桥试验台,是在被试驱动桥总成的输出端联接可调节的飞轮,以形成不同的转动惯量,作为模拟汽车在加速一滑行工况下的动载荷。其最大输入转矩为 6096N·m,最高转速达 4500r/min。该工程中心的 450 马力开式驱动桥测功试验台,用水力测功器加载,被试件放在半无反响室内,用以测定噪声。

图 4-6-330~图 4-6-334 给出了开式驱动桥试验台的各种布置方案。

图 4-6-330 为带有机械式加载装置的开式驱动桥试验台的布置图。如该图所示,被试驱动桥 4 由电动机 1 经变速器 2 驱动,并由装在半轴上的带式制动器 5 加载,后者的制动力矩可由重块 3 改变,并用水流冷却。

图 4-6-331 为由水力测功器加载的开式驱动桥试验台的布置方案。该方案为俄罗斯莫斯科小型汽车制造厂和原高尔基汽车制造厂所采用。如图 4-6-331 所示,由电动机 1(直接或经变速器)驱动被试驱动桥总成 3,后者又将动力经链传动(或皮带传动)4 传给差速器已被锁住并作为升速器的同型驱动桥 5,然后再传给水力测功器 6,并被后者吸收。当装在被试总成左、右半轴上的链轮半径不同时,差速器起作用,此时可试验差速器。

图 4-6-332、图 4-6-333 为两种带有电力加载装置的开式驱动桥试验台布置方案。

机械分享网 www.jixie.com 免费下载

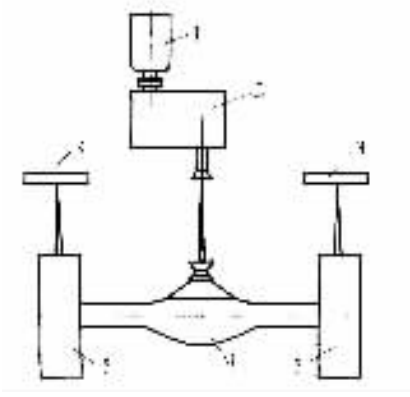


图 4－6－330　带有机械式加载装置的开式驱动桥试验台

1－电动机；2－变速器；3－可调重块；

4－被试驱动桥总成；5－带式制动器

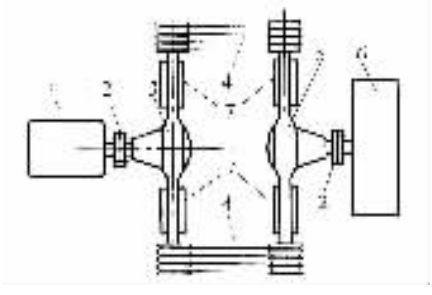


图 4－6－331　装用水力测功器的开式驱动桥试验台

1－电动机；2－联轴节；3－被试驱动桥总成；4－链传动；

5－作为升速器的驱动桥；6－水力测功器；7－支架

图 4－6－332 所示方案，是由一台最大输出转矩为 2107N·m 的直流电动机所驱动，被试驱动桥的左、右半轴分别经蜗轮升速器与交流发电机联接。电动机和发电机都是平衡式的，即将电机的定子用轴承架起，使定子能转动，并在定子上固有杠杆，以便用磅秤测量输入转矩和耗能转矩。发电机发出的交流电可以引向可变电阻（用改变电阻值的办法来改变加载负荷）消耗掉；当利用这种开式驱动桥试验台进行寿命试验时，为了节能，应将发电机发出的电流加以利用，对交流电流来说，将发出的电流引向电网时需作同步处理。

图 4－6－333 所示的开式驱动桥试验台的布置方案，是由 1 台平衡式直流电动机驱动被试驱动桥的输入轴，由于驱动桥的一个半轴或整个差速器被锁住，动力将经另一半轴传给平衡式直流发电机。发出的直流电或引向可变电阻或输回直流电动机的供电线路。驱动桥各零件的工作温度和润滑油工作温度，可用温度表指示，试验台的有关部分由循环水流管冷却。

图 4－6－334 为开式驱动桥转鼓试验台的布置图。在这种试验台上可模拟各种行驶条件进行综合性试验研究和疲劳试验。如该图所示，被试驱动桥总成 1 置于 2 个转鼓 6 上，并以安装在汽车上的同样安裂方法，经钢板弹簧承载着 1 个可安置重块以模拟汽车满载轴负荷的单轴车架 2。由汽车发动机 4 输出的转矩经变速器 5、传动轴 3 传给驱动桥 1。输入转矩值可由转矩仪测量。2 个转鼓的一侧经 2 个升速器 8（一个为五挡，另一个为固定速比，图 3－8－334

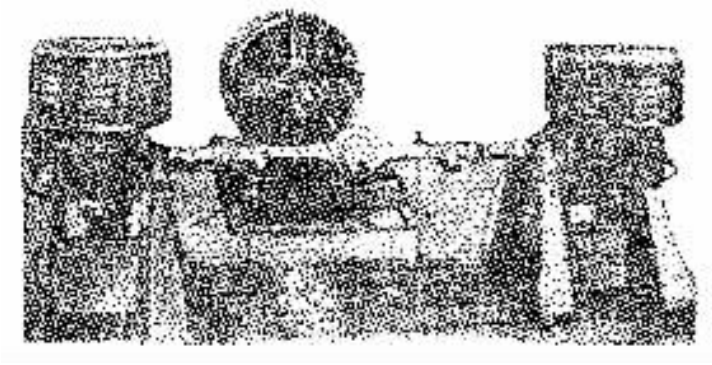


图 4－6－332 以两台交流发电机作为加载装置的开式驱动桥试验台

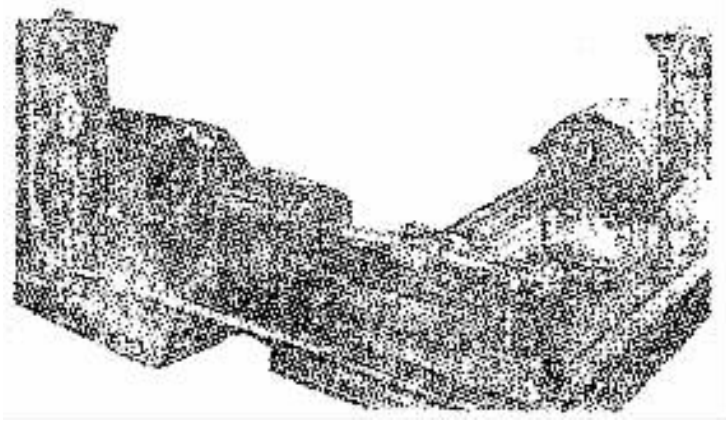


图 4－6－333 以一台直流发电机作为加载装置的开式驱动桥试验台

中只画出一个)与平衡式发电机 9 相联,以便吸收功率(由于升速器的存在,发电机可以吸取更大的功率)。2 个转鼓的另一侧经变速器 5 与另一台汽车发动机 4(安置在地板下)联接。后者用于汽车滑行工况的试验,这时驱动桥的主动齿轮轴经传动轴 3 与发电机联接。发动机及发电机均有循环水冷却。2 个钢制转鼓(直径 1220mm,宽 990mm)可互相脱离联接,也可以与驱动装置和加载装置脱离联接,即必要时可自由空转。2 个转鼓可用液力制动器同时制动或使其中 1 个制动,以便试验差速器。为了模拟坏路面上产生的冲击载荷,可在转鼓的工作表面上安装适当尺寸和形状的凸块,这种凸块应由轻质材料制造,并要拆装方便。

应当指出,在这种试验台上进行试验时,由平衡式发电机 9 及其测力磅秤所指示的转矩值,只是近似于驱动车轮上的驱动力矩。这是因为转鼓工作表面的曲率和相应地引起轮胎变形的增大,使其滚动阻力引起的功率损失大于在平路上行驶时相应的功率损失。因此,为了在这种试验台上测定汽车驱动桥的传动效率,除了前已提到的需用转矩仪测量驱动桥的输入转矩外,还应设法测准驱动车轮上的驱动力矩。为此可测量驱动桥的反作用力矩及其牵引力,后者可由安装在车架 2 后端的测力计 10 测得。

3. 驱动桥的疲劳寿命试验

驱动桥的主减速齿轮、轴承、差速器壳、半轴及桥壳等在工作中承受着交变负荷,都有疲劳

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

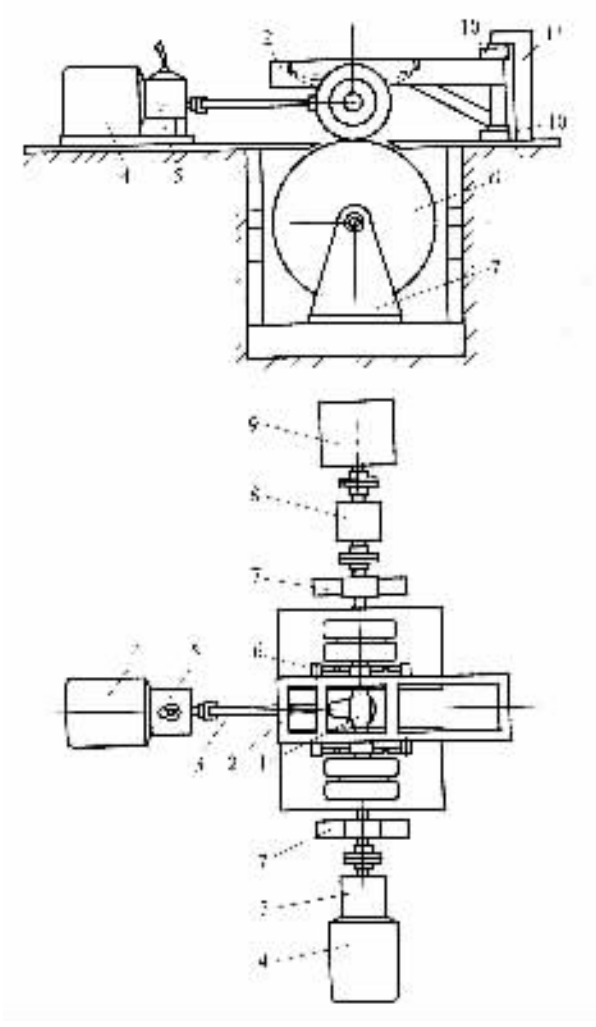


图 3－3－334　开式驱动桥转鼓试验台

1－被试驱动桥；2－单轴车架；3－万向节传动轴；4－汽车发动机；5－变速器；6－左、右转鼓；7－转鼓支架；8－升速器；9－平衡式发电机；10－压力测力计；11－立柱

寿命问题，但通常以驱动桥总成的形式在台架上进行的疲劳寿命试验，大都是考验主减速齿轮、轴承及其他零件的疲劳寿命，而半轴、桥壳等睁疲劳寿命试验，则在专门的试验台上进行。

前面介绍的开式驱动桥试验台，虽然也可以作驱动桥的疲劳寿命试验，但开式驱动桥试验台都有一个耗能装置，因此，供给试验的功率比使试验台正常运转的功率要大，这样就使功率的消耗太大。为了节能，就出现了“封闭回路内功率循环”的试验方法，即需要长时间运转的驱动桥的疲劳寿命试验，多在所谓闭式驱动桥寿命试验台上进行，因为闭式试验台运转时的能量消耗要比开式的节约 60% ~ 75%。试验时将被试驱动桥的传动系统联接到试验台的封闭回路中，然后用专门的装置使这一封闭传动回路加载到某一选定的扭矩值（例如可将传动回路中相邻的两个接合件相对扭转一个角度后再紧固在一起）。有着内部扭转载荷（安装时特意形成的扭矩）的封闭回路由电动机来驱动，这时电动机的功率仅消耗在维持这一封闭机械传动回路的运转上（损耗在全部装置中的机械的、油液的和通风的损失上），而维持这种运转所需要的电

动机功率，通常仅为被试驱动桥工作时传递的最大功率的 25%，因此电动机的功率比开式试验台的大为缩小。例如美国 Eaton（伊顿）公司可试最大轴负荷为 18t 的驱动桥的开式寿命试验台，由 373kw 的电动机作动力，驱动桥两侧输出端还各用一个 39200N·m 的测功器加载；而英国 GKN 集团 Kirkstall（寇克斯朵）公司的 13t 级驱动桥的闭式寿命试验台，可以加载 13720N·m 的扭矩，仅用 1 个 150kW（最高转速为 1470r/min）的电动机驱动。但是，闭式驱动桥寿命试验台比开式的在结构上要复杂些。

图 4－6－335 为俄罗斯莫斯科利哈乔夫汽车制造厂（ЗИЛ）的闭式驱动桥寿命试验台的简图。如该图所示，两个被试驱动桥（主试桥 13、辅试桥 5，它们传递功率流的方向相反）的主动齿轮轴与试验台的中央万向节传动轴相联，而它们的两端则通过齿轮联轴器 12、14、3、6 与角传动器 11、15、2、7 及万向节弹性轴联成一个封闭传动回路。传动回路中扭矩的加载，是由操纵加载电动机 9 使行星齿轮式加载箱的两个输出轴，一个相对另一个转某一角度来达到。两个被试驱动桥装在试验平台上，试验平台的下面用杠杆系统与磅秤机构相联，试验过程中可测量作用在驱动桥体上的反作用力矩，它等于左、右半轴转矩的总和（即试验过程中封闭系统扭矩的 2 倍）。试验时整个封闭传动回路由直流电动机 16 驱动。试验转速可由直流电动机 16 进行连续调节，还有四挡变速器 1 进行有级调节。

为了保证被试驱动桥的左、右半轴有相同的转速，或保证整个封闭传动回路都运转起来，必须使两个被试驱动桥中的一个桥的差速器锁住（通常是将图 4－6－335 中的辅试驱动桥 5 的差速器锁住）。

由于寿命试验是在高负荷的条件下长时间地进行试验，所以机件的润滑和冷却需要特别注意，通常是用循环水路冷却两个被试驱动桥和 4 个角传动器的油底壳，并用温度表指示有关温度。

图 4－6－336 所示的闭式传动系疲劳寿命试验台，结构布置简单、紧凑。在这种布置方案中可同时进行两套汽车传动系（变速器及与其相匹配的驱动桥）的疲劳寿命试验。试验时每个驱动桥的差速器都要锁住，且仅由各桥的一个半轴参与试验。

图 4－6－337 是一种简易的闭式驱动桥寿命试验台，其结构布置简单、紧凑。封闭传动回路是由弹簧式扭转加载装置加载。两驱动桥的一侧半轴由无声链传动联接。直流电动机经齿轮传动驱动一个桥的另一半轴并使整个传动回路运转。显然两桥的差速器亦应锁住。

在汽车行驶过程中，主减速器可能有四种传动情况（图 4－6－338）。经验表明，虽然其中有的工况（如图 4－6－338（d））不常出现，但在试验台上也必须进行检验。当然应以经常出现的工况（如图 4－6－338（a）、（c））作为试验时主试驱动桥的主要试验工况。因此在试验台的结构布置中必须考虑到机件的旋转方向和在封闭系统中力的传递方向。由于直流发电机是以顺时针方向驱动与其相联的齿轮，因此在前述如图 4－6－335、图 4－6－336 和图 4－6－337 的三种闭式驱动桥试验台的封闭系统中，各机件的旋转方向分别如图 4－6－339 中的（a）、（b）、（c）所示。而在封闭传动回路中力的传递方向即循环功率流的流动方向，与加载时两相邻机件的相对扭转方向以及封闭系统的平衡条件有关。显然，在封闭系统中两个被试驱动桥的工作条件是不同的，例如在图 4－6－339（a）中，直流电动机 1 以顺时针方向驱动与其相联的齿轮，这时主试驱动桥 2 的主动齿轮以顺时针旋转，在一定加载方向的配合下动力的传递方向也会与汽车由发动机驱动前进时的动力传递方向一致。而另一个驱动桥即辅试桥 3，则如图 4－6－339（a）所示，其主动齿轮以反时针方向旋转，相当于汽车倒车时的情况，同时其动力传递方向与驱动桥 2 相反，即相当于汽车靠惯性倒退滑行时的情况，也就是说，辅试桥 3 的传动工况

机械学习网 www.jixie.com 免费下载

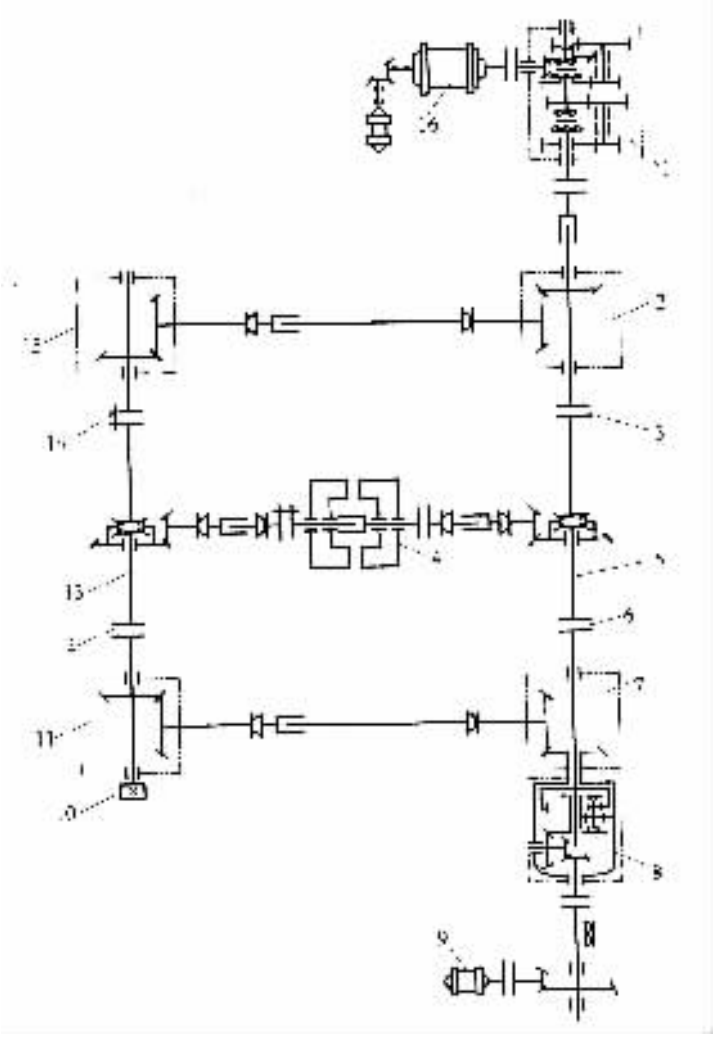


图 4－6－335　莫斯科利哈乔夫汽车制造厂的闭式驱动桥寿命试验台

1－四挡变速器；2、7、11、15－角传动器；3、6、12、14－齿轮联轴器；4－中央万向节传动轴支承座；5－辅试驱动桥；8－行星齿轮式加载箱；9－加载电动机；10－转数计；13－主试驱动桥；16－直流电动机

相当于图 4－6－338(d)的情况。这种传动工况在汽车的实际行驶中非常少见，故辅试桥 3 的设置，更主要的是为了形成封闭传动回路，起了封闭试验台的一个传动装置的作用。在图 4－6－339(b)中，驱动桥 3 的传动工况相当于汽车惯性滑行前进时即图 4－6－338(c)的情况，这种工况当然不应成为驱动桥的主试工况，但对以起步一加速－滑行－停车为循环工况的城市公共汽车驱动桥来说，这种工况还是有一定试验价值的。

除了上述三种典型的闭式驱动桥试验台的布置方案外，也可以有其他布置方案。例如改变直流电动机的旋转方向，或引进其他中间传动装置等。有时为了模拟驱动桥的实际受载情况，在进行磨损和疲劳寿命试验时，除加载扭矩外，还在桥壳的钢板弹簧座和轮毂轴承处加载负荷，这种试验对桥壳刚度较差的驱动桥是有必要的。

最后还应指出，驱动桥主减速齿轮在进行正式试验前，必须经过磨合，表 4－6－65 给出了俄罗斯 ЗИЛ 厂的驱动桥磨合试验规范。

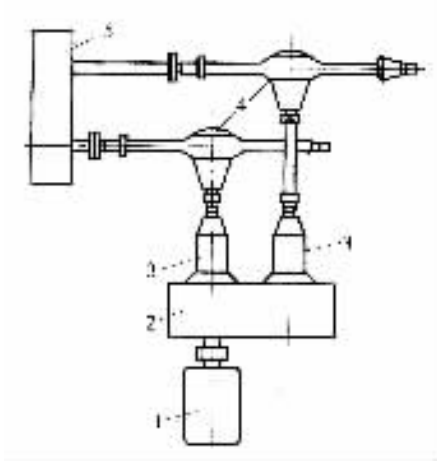


图 4－6－336 闭式传动系(变速器、驱动桥)寿命试验台

1－直流电动机；2－加载机构及齿轮传动箱；

3－被试汽车变速器；4－被试驱动桥；5－齿轮传动箱

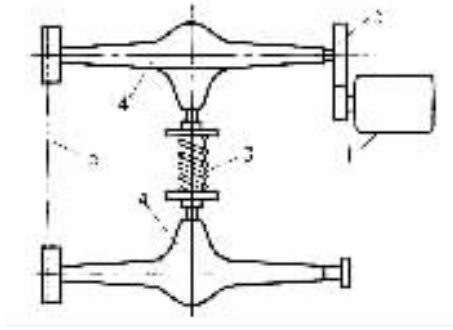


图 4－6－337 闭式驱动桥寿命试验台

1－直流电动机；2－齿轮传动；3－弹簧扭转加载装置；

4－被试驱动桥；5－无声链传动

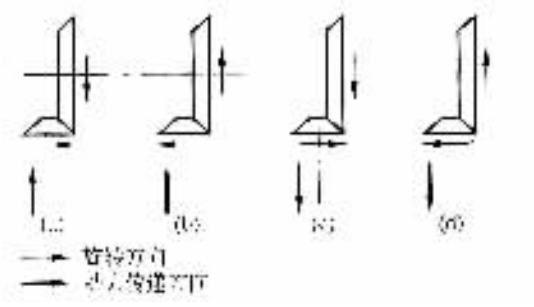


图 4－6－338 驱动桥主减速器的四种传动工况

(a)由发动机驱动，汽车前进；(b)由发动机驱动，汽车后退；

(c)由车轮驱动，汽车前进(即当汽车靠惯性滑行前进)；

(d)由车轮驱动，汽车后退

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

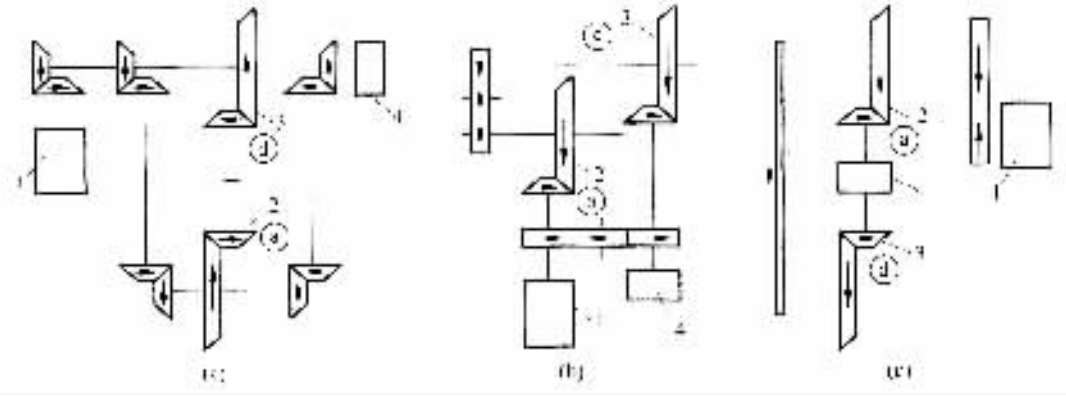


图 4－6－339　在三种闭式驱动桥试验台中主减速齿轮的传动工况

(a)图 4－6－335 所示的闭式驱动桥试验台的传动工况；(b)图 3－3－336 所示的闭式驱动桥试验台的传动工况；(c)图 4－6－337 所示的闭式驱动桥试验台的传动工况

1－直流发电机；2－主试驱动桥；3－辅试驱动桥；4－加载机构

图中箭头方向表示直流电机以顺时针驱动与其相联的齿轮时，各机件的旋转方向；

图中符号ⓐ、ⓒ、ⓓ表示该对齿轮传动工况相当于图 4－6－338(a)、(c)、(d)的情况。

表 4－6－65　俄罗斯 3ИЛ 厂驱动桥磨合试验规范

磨合目的 / 磨合规范	齿轮的弯曲疲劳寿命试验	齿轮的接触疲劳寿命试验
磨合时间/h	1	2
磨合载荷*/N·m	$T_{e\max} i_{gI} i_0 \eta$**	$(0.61 \sim 0.62) T_{e\max} i_{gI} i_0 \eta$
磨合转速/r·min^{-1}	从动齿轮转速为 50r/min(相当于发动机在最大转矩转速及Ⅰ挡时，齿轮转速的 1.5 倍)	
机油温度/℃	80～90	

* 指主减速器从动齿轮上的转矩

** $T_{e\max}$—发动机最大转矩；i_{gI}—变速器Ⅰ挡传动比；i_0—主减速比；η—传动系传动效率

4. 驱动桥的刚度试验

驱动桥总成在承受的载荷及传递的转矩的作用下，有关零件会发生弹性变形，当这种变形大到一定程度后，就会破坏驱动桥有关零件的正常工作，引起该零件的过早损坏或其他故障。例如，在工作载荷作用下主减速器主动锥齿轮的轴向或径向变形，相对于正确安装位置均不应大于 0.075mm，从动锥齿轮外缘的轴向位移不应大于 0.25mm，否则将会由于齿轮正确啮合的破坏而引起噪声和早期损坏；桥壳、主减速器壳、轴承座盖等的刚度不好，不仅会破坏驱动桥总成各零件的正确安装位置，引起有关零件的早期损坏，还会导致漏油等。因此，驱动桥的结构刚度，成为驱动桥设计中的一个值得注意的问题，而驱动桥的刚度试验，也成为一个往往需要进行试验的项目。

俄罗斯莫斯科 3ИЛ 厂在研制一汽车驱动桥的过程中，为了寻找该桥在其双级主减速器主动圆柱齿轮轴承座盖处的漏油原因，在闭式驱动桥试验台上对该驱动桥主减速器的刚度进

行了试验。试验时双级主减速器从动圆柱齿轮的转速为 2～3r/min，并逐级加大其试验转矩，直至达到最大计算转矩值，并在每一试验转矩值下，记录事先选定的各测量点处用千分表指示的变形量。测量点的位置及测量所得的刚度曲线如图 4－6－340 所示。结果发现当用 6 个螺栓紧固轴承座盖时，轴承座盖与主减速器壳在接合面处的变形相差很大，所以引起漏油。以后改用 8 根螺栓紧固后则大为改善，消除了漏油现象，并同时增强了轴承座处的支承刚度，改善了啮合条件，

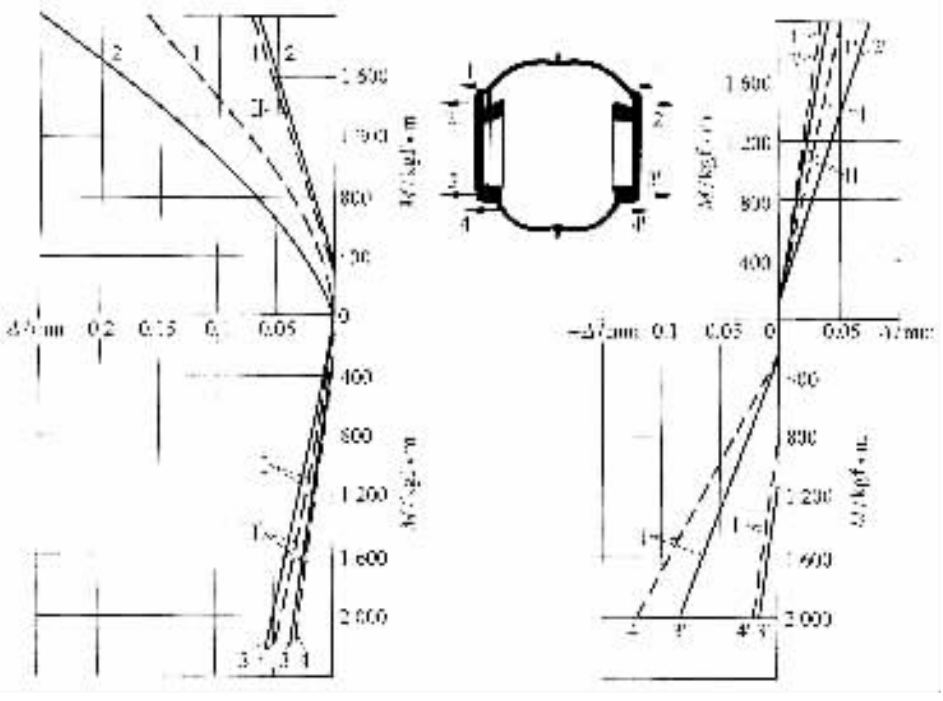


图 4－6－340 在传递转矩的作用下主减速器壳与轴承座盖在测量点处的刚度曲线

1,2,3,4,1′,2′,3′,4′处为测量点，图中实线为轴承座盖的变形曲线，虚线为主减速器壳的变形曲线

Ⅰ组曲线为用 6 个螺栓紧固时；Ⅱ组曲线为用 8 个螺栓紧固时

使主减速齿轮的弯曲疲劳寿命提高了 2 倍。

5. 驱动桥总成的整体静扭试验

为了研究驱动桥传动零件中的薄弱环节，求出其静扭强度，可进行驱动桥总成的整体静扭试验。

驱动桥总成的整体静扭试验可在扭力机上进行，将驱动桥主减速器的主动锥齿轮通过其联接凸缘紧固在扭力机的转轴上，而驱动桥两侧的轮毂经螺栓固定在支架上，支架连同其支承座墩紧固在扭力机的平台上。

装好后，开动扭力机进行加载，在加载过程中应记录各载荷下的角变形数值，直至传动系统中有的传动件被扭断为止。记录零件扭断时的载荷（扭矩）和转角值。

根据驱动桥的设计原则，驱动桥的传动系统的薄弱环节应是半轴，故本试验实际上也是半轴的静扭试验，同时也检验了驱动桥的其他传动零件的强度。

（二）驱动桥主要零、部件的台架试验

前面已经介绍了驱动桥总成试验及在总成试验台上进行的主减速器齿轮的各种试验。驱

本格式为试用版，完整版请登录 www.docin.com 免费下载

动桥轴承的试验是与主减速器齿轮的试验一起，在驱动桥总成试验台上进行的。如前所述，当驱动桥传递转矩时，桥壳所承受的反作用力矩以及由这种反作用力矩引起的扭转变形，亦可在如图 4－6－335 所示的驱动桥总成试验台上进行测试。这里还要介绍的是驱动桥壳、半轴等在非驱动桥总成试验台上进行的各种专门的台架试验。

1. 驱动桥壳的刚度试验与静强度试验

驱动桥壳在汽车行驶过程中承受着巨大的弯矩和转矩，由于驱动桥壳的刚度不好而引起半轴、轴承、差速器零件、壳体以至钢板弹簧紧固件的损坏现象时有发生，因此，刚度试验和强度试验对驱动桥壳来说就显得十分重要。

通常，驱动桥壳的抗弯刚度试验与静弯曲强度试验是在材料实验用的油压机上进行。为了模拟驱动桥壳在汽车上受载时的实际安装条件，试件应是由桥壳、半轴套管、板簧座、后盖等已组合完好的桥壳总成，并紧固上主减速器壳。有时为了选择驱动桥壳的结构型式、尺寸和几何形状，而进行几种桥壳的抗弯刚度和静弯曲强度的比较试验，这时亦可不装主减速器壳等。图 4－6－341，给出了试验时的支承和加载情况。如该图所示，试验时将桥壳总成放在专用支架上。这种支架能消除在试验过程中由于试件变形所产生的附加应力。左、右支承中心应与左、右车轮的中心线位置重合，载荷应加到左、右板簧座的中心位置上。为测量桥壳的变形情况可选择桥壳的中点和左、右板簧座中心位置下的点等三点作为测试点，并用千分表指示变形量(见图 4－6－341)。有时为了研究驱动桥壳沿其全长上的各点处的变形情况而选择多个测试点。这时即可画出驱动桥壳沿其全长上的各点的变形曲线，如图 4－6－342 所示。图中垂向线表示安装千分表的位置，$a-a$ 断面为最大变形断面，实际上有些疲劳损坏的桥壳就是在此处产生疲劳裂纹的。

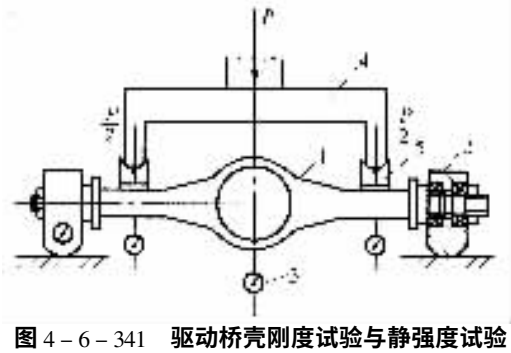


图 4－6－341　驱动桥壳刚度试验与静强度试验

1－试件；2－支架；3－千分表；4－加载梁；5－垫块

刚度试验时载荷由零开始逐步增大，记录每次加载后的变形量，直至将载荷加到汽车满载时被测驱动桥负荷的 2.5 倍，然后进行卸载试验。如此反复进行数次并取得稳定数据后，即可结束刚度试验并在同一试验台上进行静弯曲强度试验。这时再拆下千分表并继续平稳地加大载荷，注意记录桥壳材料达到屈服极限时的载荷及最后达到强度极限时的破坏载荷。

驱动桥壳除应进行上述抗弯刚度及静弯曲强度试验外，有时还在扭力机上进行静扭转强度试验。

2. 驱动桥壳的弯曲疲劳寿命试验

桥壳的支承位置和加载位置与抗弯刚度试验及静弯曲强度试验相同(见图 4－6－341)。驱动桥壳的疲劳寿命试验，通常在能循环地变化载荷(由 O 至 P_{max})的专用液压式驱动桥壳疲劳寿命试验台(见图 4－6－343)上进行，或在通用的液压式疲劳寿命试验机上进行。载荷可

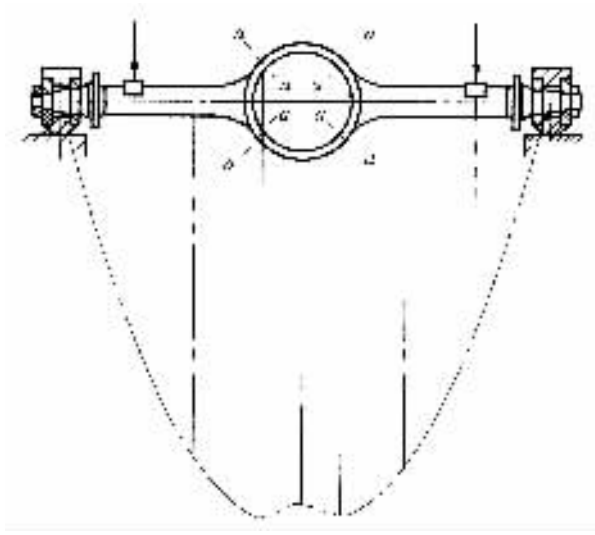


图 4－6－342 驱动桥壳的挠度分布曲线

直接加在试件上(见图 4－6－343),亦可经过放大后加到试件上(见图 4－6－344、图 4－6－345)。作用在试件上的循环载荷最大值 P_{max} ;可取为驱动桥满载轴负荷 G_2 的 2.5(或 2～3)倍 交变载荷的变化频率可选为 100～300 次/min。试验过程中用记数器记录交变载荷作用的循环次数,并注意观察试件,以便把开始出现疲劳裂纹的循环次数记录下来。

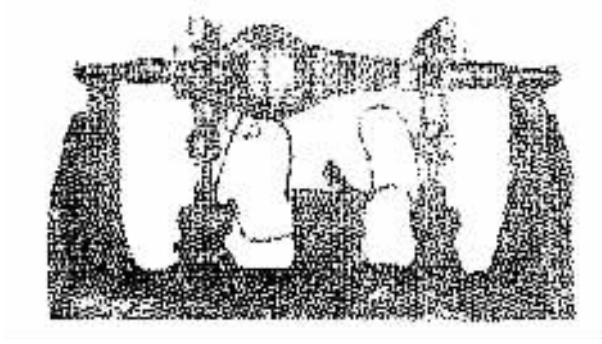


图 4－6－343 液压式驱动桥壳疲劳寿命试验台

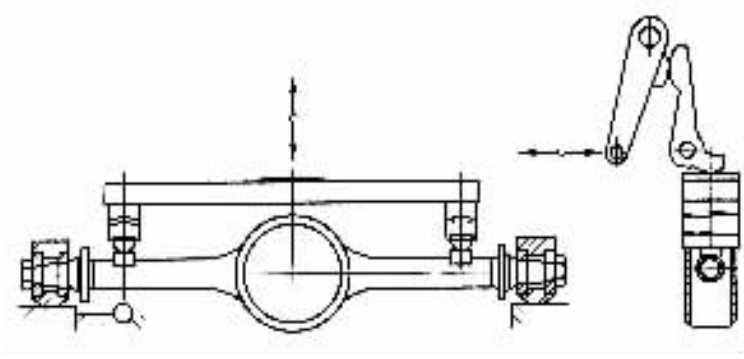


图 4－6－344 驱动桥壳疲劳寿命试验台的摇臂－凸轮式载荷放大加载方案

1－千分表 2－摇臂 3－凸轮臂

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

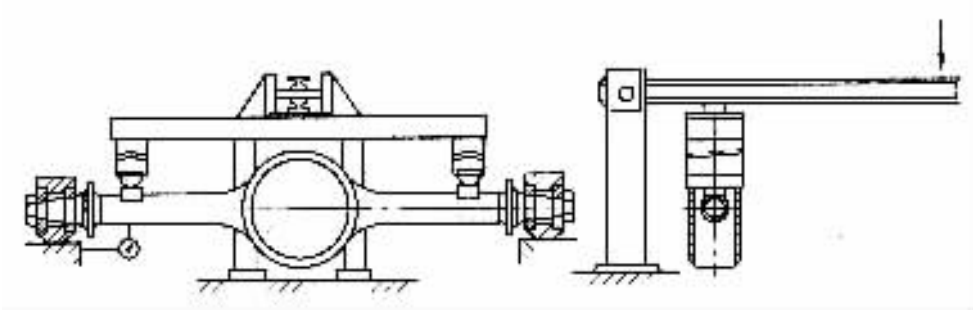


图 4－6－345　驱动桥壳疲劳寿命试验台的杠杆式载荷放大加载方案

图 4－6－346 是美国 Eaton（伊顿）公司的机械式驱动桥壳疲劳寿命试验台，其工作原理是：由电动机驱动的螺母 9 使两根螺杆拉紧两端的压力弹簧，该弹簧又推动左、右加载臂 3 绕其支点 11 转动，使装于加载臂上的 4 个滚轮 5 对被试桥壳加载静负荷 2 G_2（G_2 为满载轴负荷），然后由电动机 6 驱动传动轴 7 到具有偏心块的振动器 10，由于高速转动产生的离心力使振动器 10 在 8 根平行的连杆 12 联接下产生上下振动，使之拉、推加载臂 3 并产生 2～20，t 的动载荷。振动频率为 20 次/s。一般要求桥壳开始出现疲劳裂纹的加载循环次数应在 30 万次以上。此试验台的结构简单紧凑，试验周期短（可连续工作，一般两天即可完成一个试验项目），经济实用。

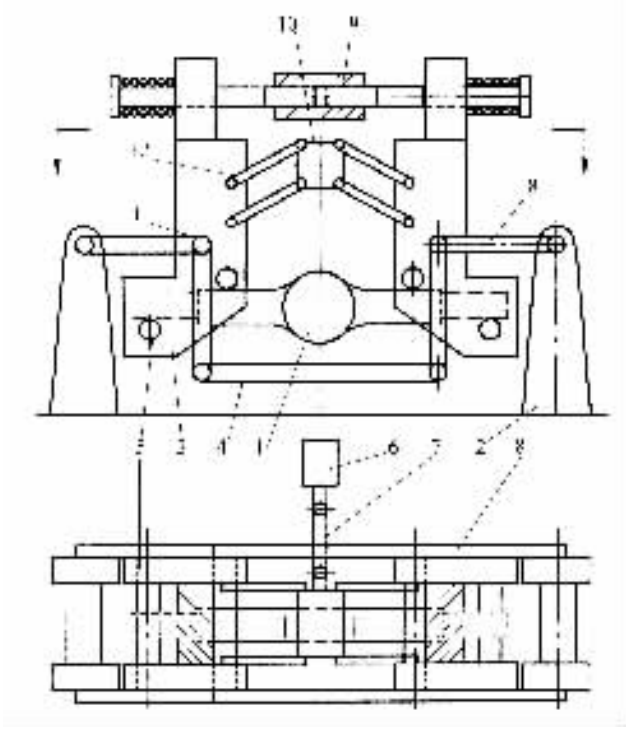


图 4－6－346　美国 Eaton 公司的机械式驱动桥壳疲劳寿命试验台

1－被试桥壳；2－支架；3－加载臂；4－支架与加载臂支持连杆；5－加载滚轮（4 根）；6－电动机；7－传动轴；8－支持连杆；9－加静载螺母；10－振动器；11－连杆支点；12－振动器平行连杆

3. 半轴的静扭试验

为了测定半轴的静扭破坏载荷，常进行半轴的静扭试验。

通常由于半轴为驱动桥总成传动零件中的薄弱环节，故在驱动桥总成的整体静扭试验中就可以考验半轴。但对半轴来说，其静扭试验往往是在扭力机上单独进行。

如图 4－6－347 所示，试验时将被试半轴的花键一端插入花键套内，后者又与扭力机的转轴相联；试件的另一端（即半轴凸缘）用螺栓紧固于专用支架上。

安装完后即可起动电动机，使扭力机平缓地对半轴进行扭转加载，同时记录各选定载荷下的半轴扭转角。注意记下半轴扭转时的弹性极限、屈服极限和破坏等特性点处的扭转角和扭转载荷值。

这里顺便指出，从加工成本和拆装方便等角度来看，半轴的安全系数不应大于传动系的其他零件的，以保证传动系其他零件在峰值扭转载荷下不致破坏。

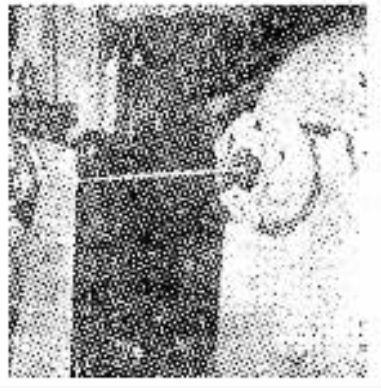


图 4－6－347 半轴的静扭试验

4. 半轴的扭转疲劳寿命试验

全浮式半轴在汽车上的损坏形式多为扭转疲劳损坏，因此，半轴的扭转疲劳寿命试验就成为一项应进行的试验项目。

试验通常在曲柄－连杆（摇臂）式半轴疲劳寿命试验台上进行。

一般选择半轴的计算转矩 T（见表 4－6－54）为其疲劳寿命试验交变负荷的极限值。为了能以交变负荷 $\pm T$ 对半轴进行试验，试验正式开始前必须对试件进行标定，即找出试验机摇臂摆动量与被试半轴转矩之间的关系，并根据标定值来调好试验机的摇臂摆动量及装好半轴，然后即可进行试验。

一般要求半轴在交变负荷 $\pm T$ 的作用下经 100 万次循环而不断裂为合格。

另一种机械式的半轴疲劳寿命试验台是利用转动偏心块而产生离心力的原理设计的，如图 4－6－348 所示的美国 Eaton（伊顿）公司的半轴疲劳寿命试验台。如该图所示，被试半轴 8 的一端用花键固定于支座 1 上，另一端用螺栓将其凸缘固定于支承在两个轴承上的可转动支架 9 上。而在支架 9 上安装着一套能产生离心力的机构。由功率为 1.5kW 的电动机 2 通过传动轴 3 驱动圆锥齿轮传动，偏心块 5 与 7 分别安装在从动锥齿轮轴端，并互相对置。当电动机驱动时，在偏心块 5 与 7 所产生的离心力作用下，支架 9 绕半轴轴心左、右摆动，对被试半轴施加交变的扭转负荷。试验时根据半轴的使用工况来选择转角，一般控制在 $\pm 10° \sim \pm 15°$。

5. 等速万向节的等速性试验

等速万向节的等速性试验在专门的试验台上进行，试验台可改变万向节主、从动轴的夹角，并能指示主、从动轴的转速。试验时使万向节在各种夹角下使主动轴以等速旋转，测量从动轴的对应转速及其变化。

6. 等速万向节的刚度和强度试验

等速万向节的刚度试验和静强度试验可在专门的试验台上或开式驱动桥试验台上进行，图 4－6－349 为这种试验装置一种布置方案。如该图所示，被试的等速万向节是装在相配驱动桥总成上进行试验的。

万向节的刚度是按其零件的变形来衡量。万向节的强度决定于其零件的强度。刚度试验与强度试验应同时进行。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

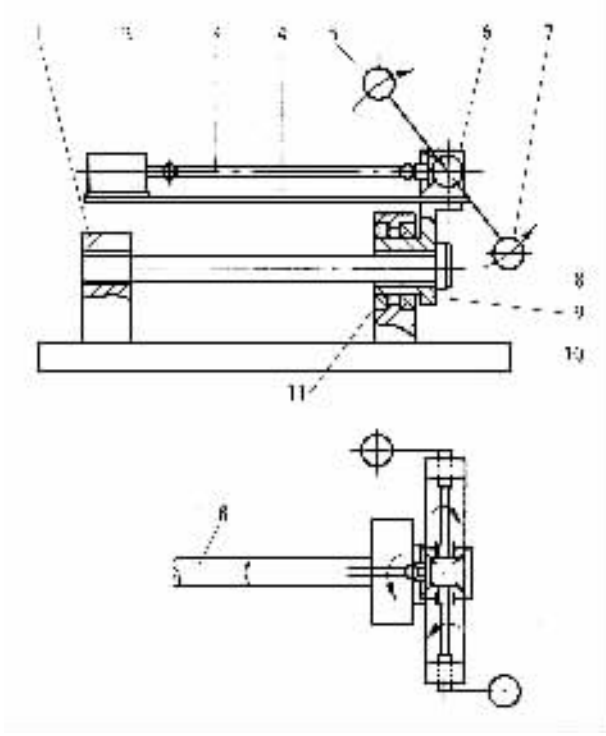


图 4－6－348　离心式半轴疲劳寿命试验台

1－半轴花键端的固定支架；2－电动机；3－传动轴；4－底板；5、7－偏心块；6－圆锥齿轮箱；8－被试半轴；9－可转动支架；10－试验台底板；11－轴承

试验时应逐渐加大载荷并观察和检测零件的状况。例如对球笼式和球叉式万向节则应检查其滚道是否变形或剥落，是否出现裂纹等。

7. 等速万向节的疲劳寿命试验

等速万向节的疲劳寿命试验，不仅可结合整车道路试验和使用试验进行，更可在试验室的条件下在专门的试验台上进行。较为合理的是采用封闭回路式的万向节疲劳寿命试验装置，如图 4－6－350 所示，其底座为槽板，被试万向节主、从动轴间的夹角应可以调整。在这种试验台上，也可以确定万向节参数间的相互关系，而且应用电测量方法还可确定万向节的工作情况、工作条件以及工作时间对其零件的应力变化及其效率变化的影响。

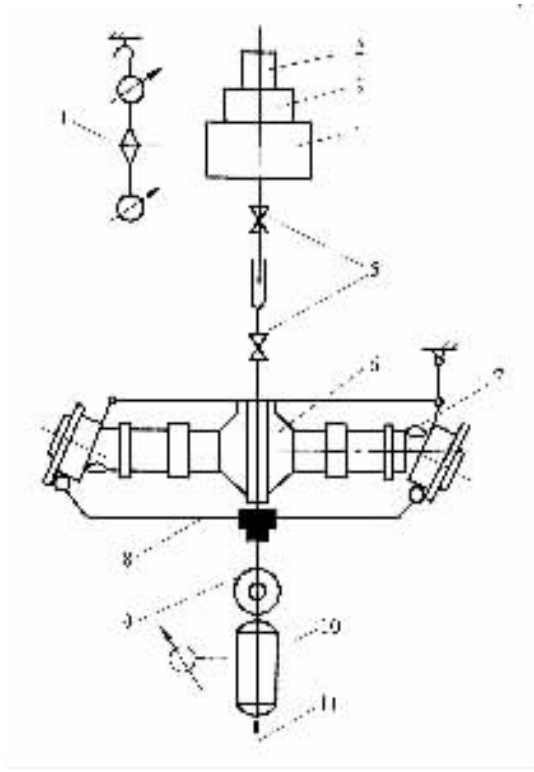


图 4－6－349 万向节刚度和强度试验装置

1－测力装置；2－使发动机接合、分离和倒转的机构；3－发动机；4－扭力机；5－万向节传动轴；6－装有被试等速万向节的驱动桥；7－万向节观察孔；8－制动输气管路；9－制动开关；10－储气罐；11－压缩空气供源

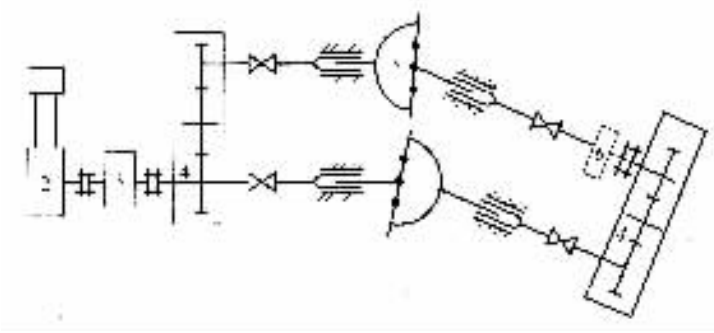


图 4－6－350 闭式万向节疲劳寿命试验台

1－使发动机接合、分离、倒转的机构；2－发动机；3－变速器；
4－末端减速器；5－被试万向节；6－加负荷装置

第九节 现代汽车的四轮驱动

传统的四轮驱动为 4×4 轻型越野汽车所采用。其结构特点是利用分动器将由变速器传来的转矩分配给前、后驱动桥，在非越野行驶时也可以手动地将分动器由低挡换入高挡而选择

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

两轮驱动。因此，它属于非常接合式四轮驱动。现代汽车的四轮驱动是指 20 世纪 70 年代末出现的以在硬路面上行驶为主的常接合式四轮驱动。由于后者在各种路面状况下，尤其是在潮湿路面和冬季路面上均有较好的驱动能力；低挡加速性好；驱动力不受汽车轴荷分配改变的影响；在泥泞和雪地上的行驶稳定性较好；对侧风的敏感性小；各轮胎的磨损较均匀；尤其适于牵引等，所以成为发展的方向。轿车采用常接合式四轮驱动的整车布置方案和动力一传动系布置方案分别如图 4－6－351 和图 4－6－352 所示。采用常接合式四轮驱动虽使轿车的结构复杂，质量增大（约 6%～10%），造价提高，油耗增加（约 5%～10%），通常最高车速也有所降低，但可大大提高对各种路面及地面的适应性，提高行驶通过性及安全性，深受用户欢迎，故得到迅速发展。

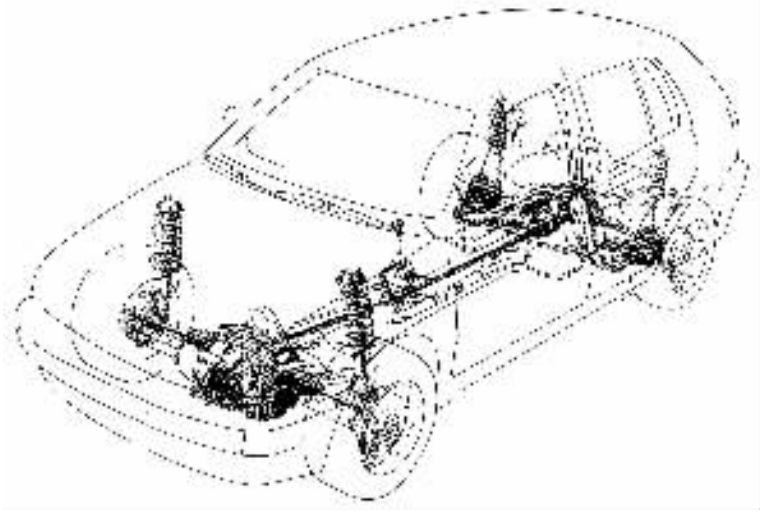


图 4－6－351　德国 VW Golf 轿车采用常接合式四轮驱动的整车布置方案

以往，常接合式四轮驱动汽车装有轴间差速器及差速锁，后来有的差速锁为粘性离合器或液压多片摩擦离合器所代替（图 4－6－352（c）、（d））；又出现了没有轴间差速器而代之以液压多片离合器、粘性离合器或超越离合器的新型常接合式四轮驱动汽车（图 4－6－352（e）～（i））。

粘性离合器（图 4－6－353 和图 4－6－354）由以花键分别与输入、输出轴联接的内、外圆盘组成，并以硅油充满其内、外圆盘的空间。输入轴相对于输出轴的旋转，使内、外圆盘之间的硅油的粘性剪切力传递转矩。这种粘性传递的转矩随输入、输出轴间转速差的变化而变化，且旋转速度改变时转矩变化也非常平稳，如图 4－6－355 所示。当输入、输出轴的转速差为 ΔN（单位为 r/min）；工作油密度为 ρ 及工作油动粘性系数为 v；圆盘内、外工作半径为 r_i、r_0；相邻圆盘间的距离为 s；圆盘的工作面数为 Z；K 为常量时，则粘性转距 T_v 如前述式（4－6－117）所示，为

$$T_v = K\frac{\rho v \Delta N Z}{s}(r_o^4 - r_i^4)$$

装轴间差速器的四轮驱动汽车的一个车轮打滑时，将导致其他各车轮的驱动力均下降，加装差速锁可将轴间差速器锁住，使之成为刚性联接的四轮驱动系统。这时各车轮间的动力分配将由车轮与地面的附着力决定，而在轴间差速器壳体上的总的驱动转矩 T_0 则等于前、后轮

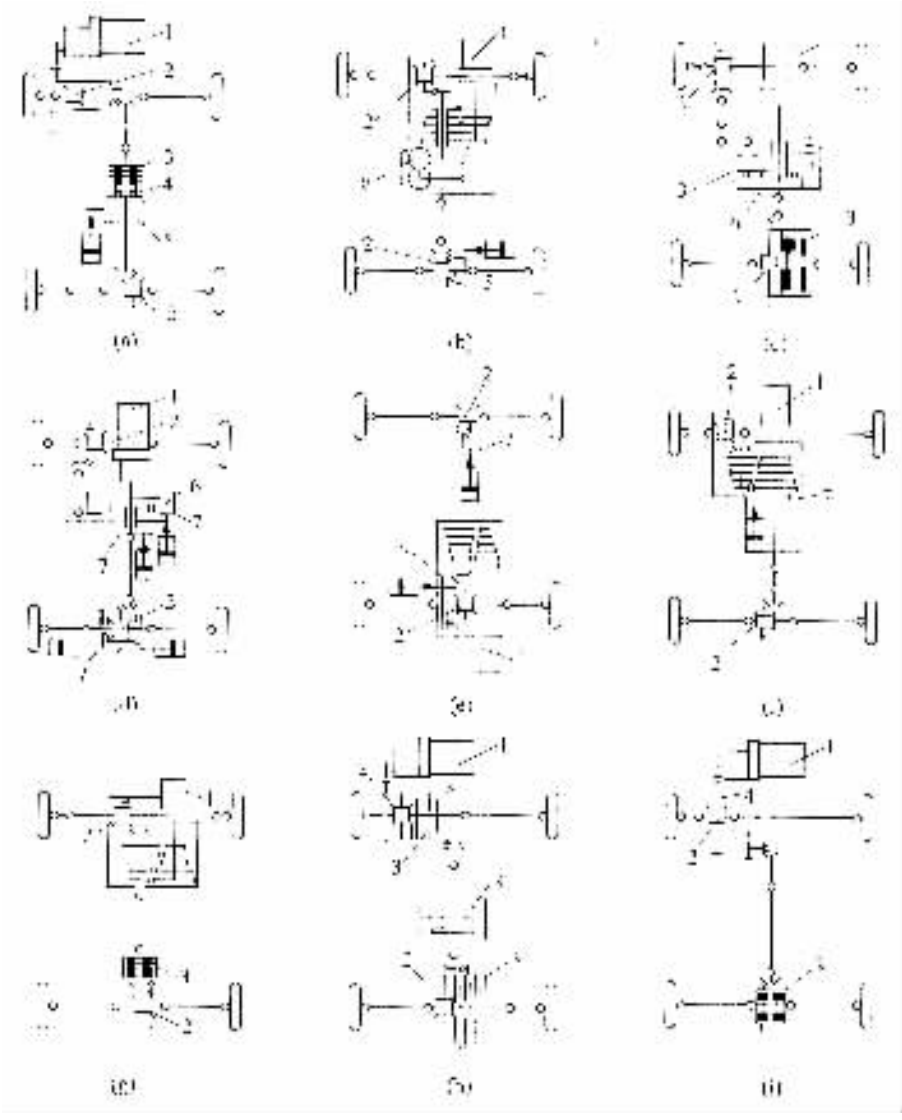


图 4－6－352 四轮驱动轿车动力－传动系的布置方案简图

1－动力及传动装置；2－轮间差速器；3－粘性离合器；4－超越离合器；5－齿轮接合器；6－轴间差速器；7－液压多片离合器

驱动转矩 T_F、T_R 之和，且前、后轮转速 ω_F 与 ω_R 相等。当轴间差速器起作用时，经它输送到前、后轮的转矩分配由差速器的传动比 α 决定（图 4－6－356），即

$$\left.\begin{aligned} T_F &= \alpha T_0 \\ T_R &= (1-\alpha)\,T_0 \end{aligned}\right\} \qquad (4-6-227)$$

轴间差速器与粘性离合器联用的四轮驱动系统（图 4－6－357），当输入的转矩为 T_0，前、后轮的转矩为 T_F、T_R，转速为 ω_F、ω_R 时，前、后轮的转矩分配如表 4－6－66 所示。

在粘性传递的四轮驱动系统中，粘性离合器加在刚性联接的四轮驱动汽车的传动轴上（图 4－6－358(a)），并将转矩 T，传到后轮，故有

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

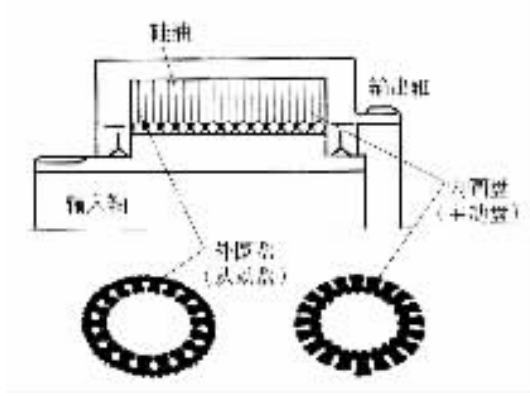


图 4－6－353　粘性离合器示意图

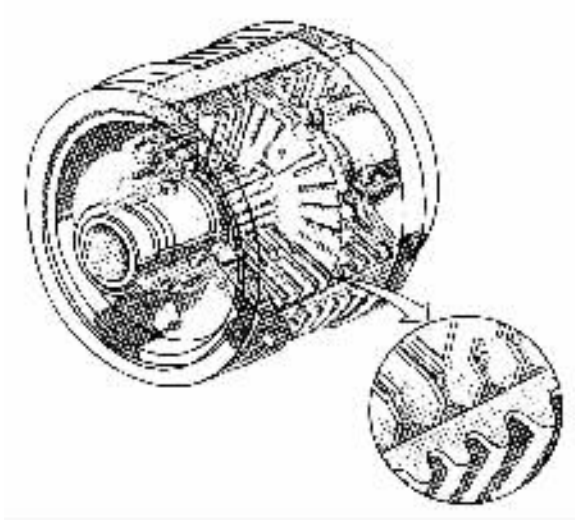


图 4－6－354　粘性离合器

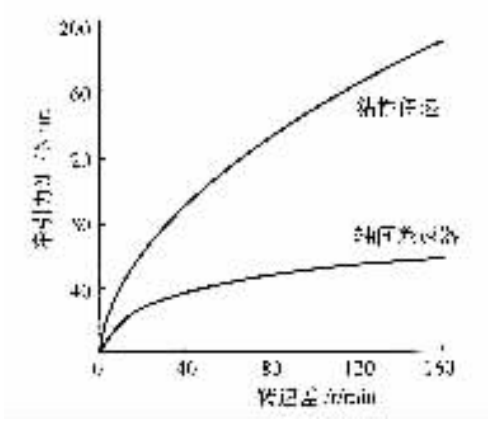


图 4－6－355　粘性离合器的计算特性

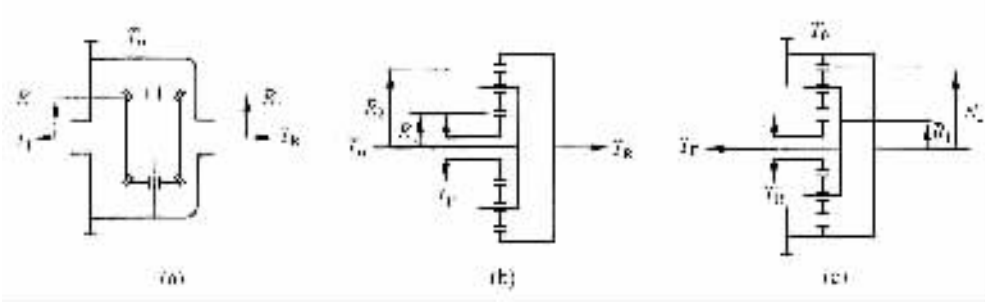


图 4－6－356 轴间差速器的转矩分配

(a) $T_R/T_F = R_2/R_1$，$R_2 = R_1$，$\alpha = 0.5$；(b) $T_R/T_F = R_2/R_1$，$\alpha = R_1/(R_1 + R_2)$；

(c) $T_R/T_F = R_1/(R_1 + R_2)$，$\alpha = (R_1 + R_2)/R_2$

$$\left.\begin{aligned} T_F &= T_0 - T_v \\ T_R &= T_v \end{aligned}\right\} \tag{4-6-228}$$

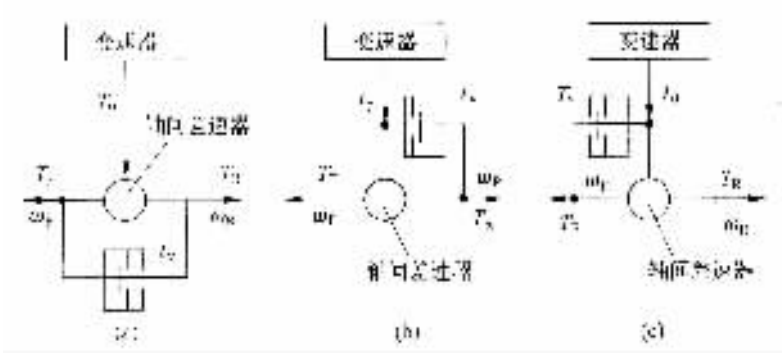


图 4－6－357 轴间差速器与粘性离合器联用时的四轮驱动系统

表 4－6－66 前、后轮的转矩分配

	$\omega_F > \omega_R$	$\omega_F < \omega_R$
(a)	$T_F = \alpha T_0 - T_v$ $T_R = (1-\alpha)T_0 + T_v$	$T_F = \alpha T_0 + T_v$ $T_R = (1-\alpha)T_0 - T_v$
(b)	$T_F = \alpha(T_0 - T_v)$ $T_R = (1-\alpha)(T_0 - T_v) + T_v$	$T_F = \alpha(T_0 + T_v)$ $T_R = (1-\alpha)(T_0 + T_v) - T_v$
(c)	$T_F = \alpha(T_0 + T_v) - T_v$ $T_R = (1-\alpha)(T_0 + T_v)$	$T_F = \alpha(T_0 - T_v) + T_v$ $T_R = (1-\alpha)(T_0 - T_v)$

带转矩分配器的四轮驱动系统，是用液压多片离合器作为转矩分配器加在刚性联接的四轮驱动汽车的传动轴上的(图 4－6－358(b))，它能在前、后轮间控制适宜的转矩比以保持平衡。经液压多片离合器传递的转矩 T_c 除与离合器片的摩擦系数及摩擦面的平均半径有关外，还与压紧摩擦片的油压 p 呈正比线性关系(见图 4－6－358(c))，而油压又由电控系统自动控制。电控系统根据车轮转速及发动机油门开度等汽车行驶信息，调节输向油压调节阀的指令

电流，指令电流控制油压调节阀、改变油压，从而改变 t 及前、后轮的转矩分配。车轮的转矩为

$$\left.\begin{aligned} T_F &= T_0 - T_c \\ T_R &= T_c \end{aligned}\right\} \tag{4-6-229}$$

带超越离合器的四轮驱动，超越离合器加在通向前轮的传动系中（见图 4－6－358（d））。当前轮比后轮转速高时，前轮则自由旋转；否则，前、后轮为刚性联接。

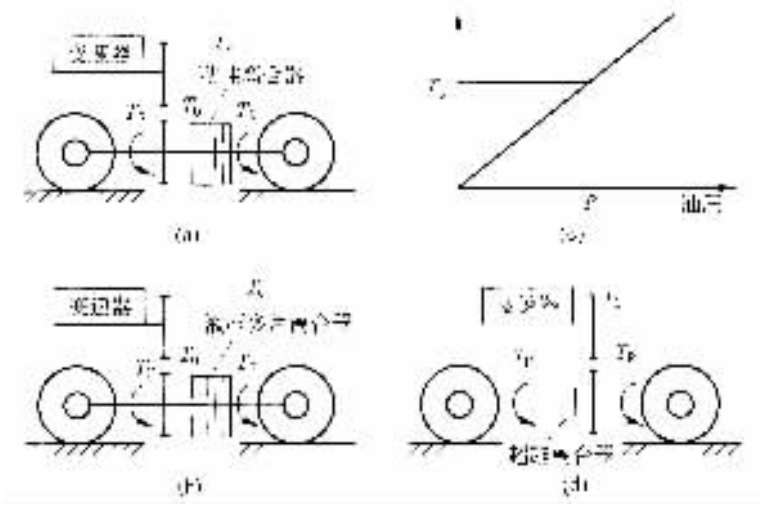


图 4－6－358　轿车的几种四轮驱动系统

刚性联接的四轮驱动汽车，其牵引力特别适于在松软或积雪路面上直行时的情况，但很不适应前、后轮需有转速差的硬路面行驶，急转弯时会发生急转弯制动。加轴间差速器后能适应在干燥路面上的一切行驶工况，但在打滑路面上牵引极限较其他系统低，其特性取决于前、后轮转矩分配系数。其他结构型式的四轮驱动汽车（见图 4－6－357、图 4－6－358）能适应一切路况。

第五篇
汽车行驶系统设计

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

第一章　汽车行驶系概述

第一节　行驶系概述

汽车行驶系由汽车的行路机构和承载机构组成，它包括车轮、车轴和桥壳、悬架及推力杆、车架或承载式车身或封闭式传动轴套管等。汽车行驶系的功用是支承整车质量，传递和承受路面作用于车轮的各种力和力矩，并缓和冲击、吸收振动以保证汽车在其相应使用条件下的正常行驶。

汽车行驶系的结构型式与汽车的类型、其经常行驶的路面性质及对汽车行驶性能的要求等有关。

轿车多行驶于市区及城市间的高速公路上，道路状况十分良好，承载质量又相对不大，但要求快速、舒适、安全、平稳和低噪声。因此轿车的行驶系常选择承载式车身、断开式前驱动桥及前后独立悬架等结构。在选择悬架型式的性能参数时，既要求有好的平顺性，又要采取抗侧倾及抗俯倾等措施，也要注意前后悬架结构型式的合理匹配以获得良好的操纵稳定性与安全性。近年来各国都在加紧研究、开发并已装车试验的主动悬架与半主动悬架最能满足这方面的要求。由弹性元件、减振器及导向装置等组成的普通悬架，其弹性特性与阻尼特性是一定的，当由路面产生的激振力作用于车轮时，汽车簧上质量被动地发生振动（即响应），故这类悬架可称为被动悬架。主动悬架的特点是其自身具有能源，并通过执行部件对簧上质量的振动响应进行积极的干预，以获得理想的平顺性、稳定性和安全性。但其结构复杂、质量大，特别是能量消耗大。在复杂的道路条件（如 S 型弯道、倾斜路面等）和行驶状态下，主动悬架可以保证汽车的平顺性和安全性。半主动悬架和普通悬架一样，无能源，但增加了自动调节装置，悬架阻尼是根据汽车行驶状态的动力学要求作无级调节。微处理机根据由传感器提供的速度、位移、加速度等信号计算出需要的相应阻尼值，并给出信号控制步进电动机，经阀杆调节阀门使节流孔阻尼作相应变化，以调节振动特性，并可减轻汽车在急速起步、制动与弯道行驶时出现的过大后仰、前俯与侧倾等。

在普通的悬架安装中，为了减少噪声和高频振动，常在承载式车身与独立悬架之间加装以多个橡胶软垫或衬套与车身相连的副车架，以隔音、隔振。采用螺旋弹簧作为悬架弹性元件时，也常在螺旋弹簧的顶部加装橡胶隔离体以隔音。为了同样的目的，各导向杆、推力杆的连接处普遍采用橡胶衬套或橡胶节点。由于车架容易隔音和隔振，故在现代高级轿车上仍常采用。

高速汽车对其轮胎的要求是减小滚动阻力、增强承载能力 采用小直径、宽胎面，以降低车高、适应汽车的高速稳定性需要。子午线轮胎的强度高、滚动阻力小、附着性能与缓冲性能好及寿命长，但存在着侧向稳定性差及噪声大等缺点。

客车的行驶系设计，除应考虑安全、舒适、平稳和低噪声外，对市区的公共汽车还应提出上下车方便的要求。为此，当采用车架时应专门设计弯曲的纵梁，以降低地板高度，方便乘客上

下。承载式车身结构的质量小、刚度大、高度低，已为客车所广泛采用。为了提高乘坐舒适性，大客车可采用能调节车身高度的空气悬架或油气悬架，以保证振动频率在不同承载下的变化很小，并使车厢地板保持在适当位置。

载货汽车的行驶系，广泛采用边梁式车架和纵置钢板弹簧悬架这种传统的结构组合型式。单片或少片（1～3片）变厚钢板弹簧，在保证同样寿命的情况下，既能节省钢材，减小质量（约40%～50%），又能减少片间摩擦以保持良好的弹性，已为中、轻型汽车所广泛采用。三轴汽车的中、后桥（轴）广泛地采用两端为滑板结构的纵置钢板弹簧平衡悬架，以便使中、后桥车轮同时与地面具有良好的接触。瑞典的SCANIA，VOLVO以及美、德等国的一些车型采用了一种摆臂式后轴平衡悬架（图5－1－1）。这种平衡悬架与传统式平衡悬架相比，取消了后从动轴的整体梁，从而减小了簧下质量，提高了行驶平顺性；悬架对车架的支承增为两点，改善了车架的受力状况；中、后车轮的制动力矩容易平衡，且汽车向前行驶时，由于轴荷转移而增加了驱动轮对地面的压力，从而提高了驱动车轮与路面的附着性能。此外，可增设油缸以便在空载行驶时通过杠杆机构将从动轮升起，使6×2的汽车变为4×2，以减小轮胎磨损并降低油耗。

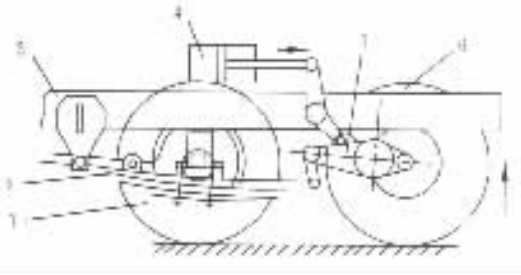


图5－1－1 摆臂式平衡悬架

1－驱动轮；2－钢板弹簧；3－车架；4－油缸；5－摆臂；6－从动轮

重型自卸汽车的空车和满载的簧上质量相差很大，如采用刚度不变的悬架结构，即使满载时悬架能保证汽车有良好的行驶平顺性，也往往使其空车的平顺性很差，采用具有变刚度特性的油气悬架，就可保证空、满载时汽车都有良好的行驶平顺性，且可节省大量弹簧钢材。

越野汽车要在坏路面上和无路地区使用，因此要求这些汽车具有良好的通过性，即要求汽车在满载情况下能以足够高的平均车速通过各种坏路及无路地带，如松软地面（松软的土壤、沙漠、雪地、沼泽等）、坎坷不平地段和具有克服各种障碍（陡坡、侧坡、台阶、壕沟等）的能力。行驶系对汽车的通过性有最直接的影响。首先，在汽车行驶系的布置中要保证有足够的离地间隙，汽车的最小离地间隙通常位于桥（轴）下；其次，轮胎的气压、花纹、尺寸等结构参数及其机械性能，汽车前后轮胎的布置方法及其载荷分配等，对汽车在松软地面上的通过性有很大影响。在松软地面上轮胎气压应降低以增大接地面积，降低接地比压，从而减小轮胎在松软地面的沉陷量及滚动阻力。超低压越野轮胎应具有薄而坚固且富有弹性的胎体，以减小其变形的迟滞损失并保证其使用寿命。在硬路面上轮胎气压应恢复正常值，装用轮胎的中央充气系统，可使司机能根据路面情况随时调节轮胎气压。增大车轮直径和宽度都能降低接地比压。正确地选择轮胎花纹对提高汽车在一定类型地面上的通过性有极大作用。宽而深的越野花纹适用于松软土壤，因为嵌入松软土壤中的花纹增加了土壤的剪切面积，从而提高了附着系数，越野花纹的形状也应有利于其自身脱掉泥泞的性能。当汽车在湿的硬路面上行驶时，花纹的凸起部分以较高的单位压力与地面接触以挤出水层，使之有足够的附着系数。行驶于干砂、冻结的粒状雪地等摩擦性土壤上面的轮胎，不是靠轮胎花纹对土壤的剪切产生土壤推力，而是靠轮胎花纹间的砂子相对于静止砂体两方砂粒间的摩擦产生的推力推动汽车前进。因此沙漠轮胎虽也要求大尺寸（尤其是胎面要宽）及超低气压，但轮胎花纹与松软土壤用的则完全不同以适应砂地工作的特点。越野汽车常采用扭转刚度大的车架，并用低角刚度的悬架与之相配，以减少车架的扭角。采用独立悬架可减小车架的扭转负荷。铰接式越野汽车具有特种的行驶系结

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

构，使汽车可以摆动前进，前驱动桥也可以垂直升起而爬上较高的垂直障碍，从而大大地提高汽车克服障碍的能力。同时可做到全部驱动车轮着地并使其负荷分配较均匀，使驱动车轮具有良好的附着性能。

第二节　汽车行驶系的载荷

汽车行驶系零件的载荷主要取决于车轮与路面间的相互作用力和汽车的振动，而路面不平度是引起汽车振动的主要原因。由于路面的不平度是随机的，因此在汽车行驶中路面对车轮的作用力以及由此激起的汽车振动都具有随机的性质。而由此产生并作用于行驶系零件上的载荷一般都是不规则的动载荷即随机载荷。在汽车经常行驶的标准路段上测定路面的不平度可获得该路段的路面谱；在所选择的标准路段上测定汽车以正常车速行驶时某零件所承受的随机载荷则可获得该零件的载荷谱。在研究汽车行驶系零部件的可靠性及寿命时，路面谱及载荷谱都是不可缺少的重要依据。

过去计算行驶系零件强度时主要以汽车满载行驶的一些极限工况（如紧急制动、侧滑、越过路面障碍等）的最大可能载荷为依据，进行静强度计算。但使用经验表明，多数零件并不是因受到最大载荷而发生静强度损坏，而是在承受持续变动载荷过程中因疲劳而破坏的。所以，在研究汽车行驶系零件的强度时，不仅要确定它们所承受的最大载荷值和进行在最大载荷下的静强度计算，更要掌握引起零件疲劳破坏的疲劳载荷和计算疲劳寿命。疲劳过程就是由于载荷的重复作用导致零件材料内部的损伤累积过程。其发生破坏的最大应力水平低于极限静强度，且往往低于材料的屈服极限。

疲劳载荷一般可分为确定的和随机的两种。前者是一种按一定规律变化且重复的载荷，其加载规律可用数学公式来表达，以最大载荷作幅值、具有零平均值的正弦波交变载荷在工程实际中较常见；而在汽车道路试验中，行驶系零件承受的随机载荷只能进行统计描述。随机载荷有两类统计分析或数据处理方法，即功率谱法和循环记数法。方法的选择与将对试件采用的疲劳试验方法及试验程序有关。如拟采用随机过程试验则应以载荷功率谱为加载依据，所以数据必须按功率谱法处理；如拟采用程序疲劳试验，则数据处理以采用记数法为宜。循环记数法又有多种，其中雨流计数法既能统计趋势，又不遗失小的交变信号，使载荷（应力）－时间历程的每一部分都参加计数，特别是，它把载荷统计分析过程和材料的疲劳特性建立起一定的联系，适用于近年来发展起来的用材料的循环应力－应变概念来预估零件的疲劳寿命，使零件疲劳寿命的预估有了重大的改进，并可采用计算机分析等技术，易于数据处理的自动化等，因此这一方法得到越来越广泛的应用。

将汽车道路试验实测的载荷（应力）－时间历程经上述统计后，即可得出载荷（应力）的大小与出现频次（频率）的关系。表示随机载荷（应力）的大小与其出现频次关系的图形、数字、表格、矩阵等称为载荷谱。

为使汽车产品设计和疲劳强度试验研究建立在反映其实际使用时的载荷工况的基础上，就要采集该产品在各种典型路面上行驶工况下的载荷（应力）－时间历程，对汽车行驶系零部件更是如此。道路试验所得的数据经统计分析及处理后编制成工作载荷谱（表达在谱时间内的各种工况总的载荷统计特性的载荷谱），可根据实测的工作载荷谱编制模拟试验用的加载谱，对所设计的产品或零部件按加载谱加载，进行疲劳寿命试验来验证设计，预估产品寿命。因此，载荷谱是汽车产品、尤其是行驶系零部件疲劳试验的依据，也是其可靠性设计的载荷依

据。

载荷谱常用的一种图线表达形式是如图 5－1－2 所示的累积频数曲线。在汽车试验研究中，工作载荷谱的形式就是由各种典型使用工况合成的载荷循环为 10^6 次的总累积频数曲线。具体做法是将各典型工况的各个载荷等级中的累积频次对应相加，得出某载荷等级的合成频次。

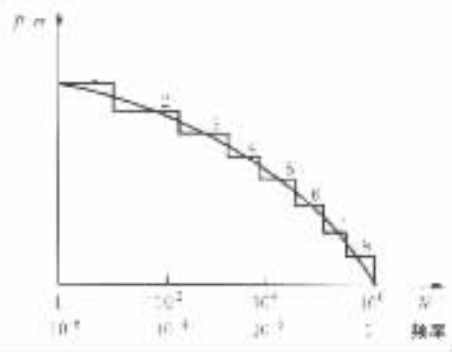


图 5－1－2 载荷谱（累积频数曲线）与程序载荷谱

工作载荷谱（例如累积频数曲线）的载荷幅值是连续变化的，可用一阶梯形曲线来近似它。这一阶梯形曲线就是程序载荷谱（图 5－1－2）。在疲劳试验中利用程序载荷谱加载就更易实现。程序载荷谱的程序块容量愈小、块数愈多，就愈接近工作载荷谱，也就愈接近连续变化的载荷（应力）－时间历程。通常都采用 8 级程序载荷谱（见图 5－1－2），认为这足以代表连续的载荷（应力）－时间历程。

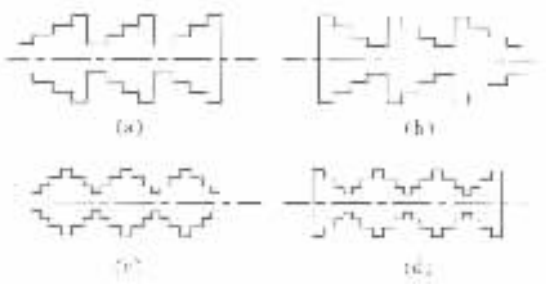


图 5－1－3 四种不同的加载次序

（a）低—高；（b）高—低；（c）低—高—低；（d）高—低—高

在疲劳寿命试验中可采用的加载次序有四种，如图 5－1－3 所示。实验证明：（c），（d）两种的实验结果比较接近零件的实际寿命，因为它们接近于随机加载情况。

在绘制累积频数曲线时，为了减小载荷先后加载次序对疲劳的影响，应使试验程序在试件破坏前至少重复一二十次。为了更真实地模拟实际使用载荷工况，在加载试验中应采用随机程序载荷谱，这时也就不存在加载次序的影响了。

为了节省试验时间、加速试验过程，可把那些对试件疲劳寿命无影响或影响极小的低载荷略去。一般可略去小于试验程序中最大载荷值的 10% 的载荷级，或小于疲劳极限的 1/2 的载荷级。还可用强化试验程序来缩短试验时间。强化的方法是将试验程序中每一载荷级以相同的倍数进行强化，但不应使强化后的应力超过屈服极限，且强化后的损坏部位应和使用中的损伤部位一致。应掌握疲劳寿命试验结果与实际使用寿命间的对应规律。

载荷谱测试系统由数据测试记录、数据处理两部分组成。前者包括电测系统（应变片与动态应变仪等）及磁带机等记录系统；后者由专用幅值统计分析仪或模－数（A－D）转换器及带有相应软件的电子计算机等组成（见图 5－1－4）。测试时需将电测及记录等系统装到被试样车上并由试验人员现场操作，测量工作量大，花费也多。1968 年美国推出一种叫作 S/N 疲劳寿命计的新型测量应变历程的传感器。在测试时将三个带有不同放大倍数的高倍调频放大器的 S/N 疲劳寿命计装到被测零件上，在测试过程中零件承受的循环载荷使这三个 S/N 疲劳寿命计产生永久的电阻变化，其变化量取决于载荷量值及循环数，通过电子计算机由给定程序处理、计算，即可复现载荷幅值的变化历程。测试方法简便，花费少，省去随车操作人员，且可在很长时间内记录载荷。

这里应特别强调的是：上述所谓载荷谱应是在随机载荷作用下，根据零件危险断面处的载荷（应力）－时间历程而得到的工作载荷谱或累积频数曲线。因此，在测试前首先应搞清楚零件的疲劳危险断面的位置。如果把这种由样本所测得的分布曲线扩展到 10^6 次循环，即可得

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

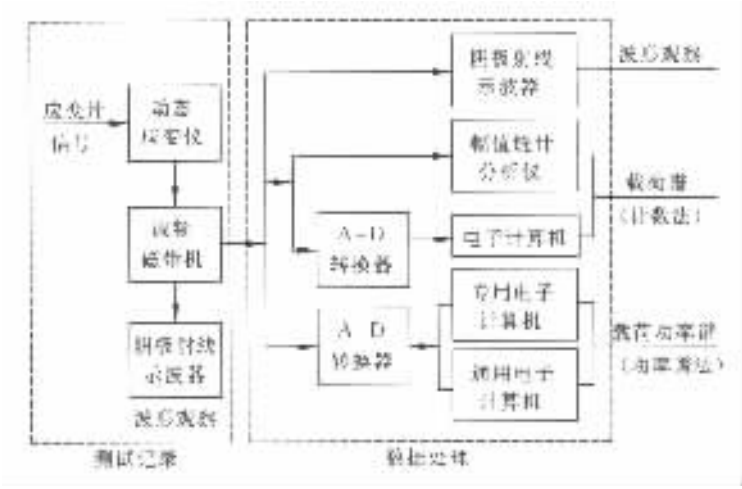


图 5－1－4　载荷谱测试系统

到相当于疲劳极限寿命时的分布曲线。这种扩展的应力累积频数分布图，既可作为编制零件疲劳试验用的程序载荷谱的依据，又可作为疲劳寿命估算的依据。这种直接用程序载荷谱来估算疲劳寿命的方法，可以避免载荷一应力转换。有关机械可靠性设计的基本理论和方法，包括机械静强度可靠性设计，机械疲劳强度可靠性设计，系统可靠性设计及可靠性试验等等，可参考《机械可靠性设计》一书。书中也给出了直接用程序载荷谱来估算疲劳寿命的原理及方法。汽车行驶系以及其他机构的零部件的可靠性设计，可参照该书介绍的理论及方法进行，这里不再赘述。

第二章 从动桥设计

第一节 从动桥概述

从动桥即非驱动桥，又称从动车轴。它通过悬架与车架（或承载式车身）相联，两侧安装着从动车轮，用以在车架（或承载式车身）与车轮之间传递铅垂力、纵向力和横向力。从动桥还要承受和传递制动力矩。

根据从动车轮能否转向，从动桥分为转向桥与非转向桥。一般汽车多以前桥为转向桥。为提高操纵稳定性和机动性，有些轿车采用全四轮转向。多轴汽车除前轮转向外，根据对机动性的要求，有时采用两根以上的转向桥直至全轮转向。

一般载货汽车采用前置发动机后桥驱动的布置形式，故其前桥为转向从动桥。轿车多采用前置发动机前桥驱动，越野汽车均为全轮驱动，故它们的前桥既是转向桥又是驱动桥，称为转向驱动桥。

对于非转向从动桥，由于它仅起支持汽车部分簧上质量的作用，因此又称为支持桥或支持车轴。

从动桥按与其匹配的悬架结构的不同，也可分为非断开式与断开式两种。与非独立悬架相匹配的非断开式从动桥是一根支承于左、右从动车轮上的刚性整体横梁，当又是转向桥时，则其两端经转向主销与转向节相联，如图 5－2－1 所示。断开式从动桥与独立悬架相匹配，图 5－2－2 为断开式转向从动桥的结构图。

支持桥除不能转向外，其他功能与结构和转向从动桥相同，因此本章主要介绍非断开式转向从动桥的有关设计问题。

如图 5－2－1 所示，非断开式转向从动桥主要由前梁、转向节及转向主销组成。转向节利用主销与前梁铰节并经一对轮毂轴承支承着车轮的轮毂，以达到车轮转向的目的。在左转向节的上耳处安装着转向节臂，后者与转向直拉杆相连；而在转向节的下耳处则装着与转向横拉杆相连接的转向梯形臂。有的将转向节臂与梯形臂连成一体并安装在转向节的下耳处以简化结构。制动底板紧固在转向节的突缘面上。转向节的销孔内压入带有润滑油槽的青铜衬套以减小磨损。为使转向轻便，在转向节下耳与前梁拳部之间可装滚子推力轴承，在转向节上耳与前梁拳部之间装有调整垫片以调整其间隙。带有螺纹的楔形锁销将主销固定在前梁拳部的孔内，使之不能转动。

为了保持汽车直线行驶的稳定性、转向轻便性及汽车转向后使前轮具有自动回正的性能，转向桥的主销在汽车的纵向和横向平面内都有一定倾角。在纵向平面内，主销上部向后倾斜一个 γ 角，称为主销后倾角。在横向平面内，主销上部向内倾斜一个 β 角，称为主销内倾角。

主销后倾使主销轴线与路面的交点位于轮胎接地中心之前，该距离称为后倾拖距。当直线行驶的汽车的转向轮偶然受到外力作用而稍有偏转时，汽车就偏离直线行驶而有所转向，这时引起的离心力使路面对车轮作用着一阻碍其侧滑的侧向反力，使车轮产生绕主销旋转的回

机械分享网 www.jixie.com 免费下载

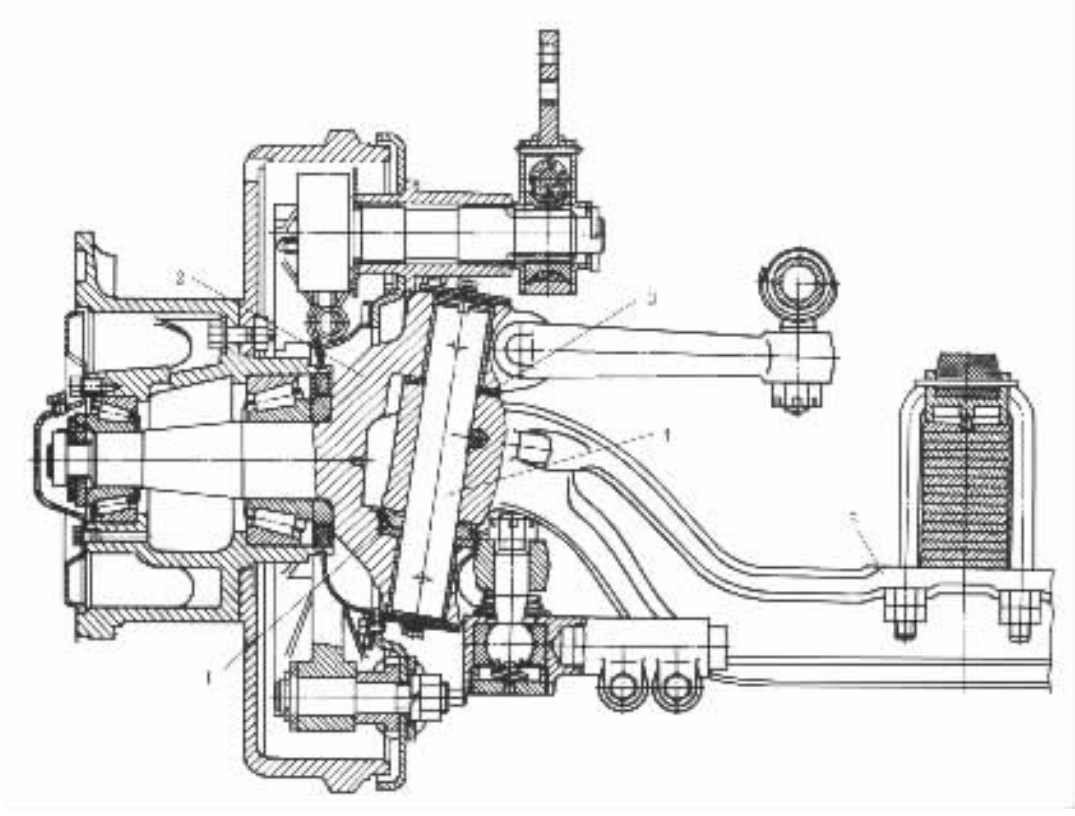


图 5－2－1　非断开式转向从动桥

1－转向节推力轴承；2－转向节；3－调整垫片；4－主销；5－前梁

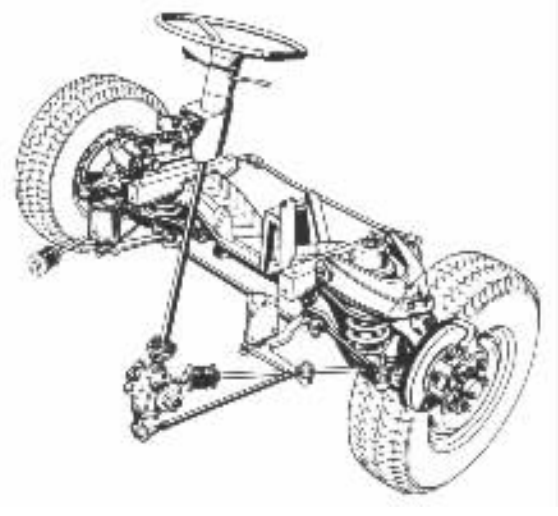


图 5－2－2　断开式转向从动桥

正力矩，从而保证了汽车具有较好的直线行驶稳定性。此力矩称稳定力矩。稳定力矩也不宜过大，否则在汽车转向时为了克服此稳定力矩需在方向盘上施加更大的力，导致方向盘沉重。

后倾角通常在3°以内。现代轿车采用低压宽断面斜交轮胎，具有较大的弹性回正力矩，故主销后倾角就可以减小到接近于零，甚至为负值。但在采用子午线轮胎时，由于轮胎的拖距较小，则需选用较大的后倾角。

主销内倾也是为了保证汽车直线行驶的稳定性并使转向轻便。主销内倾使主销轴线与路面的交点至车轮中心平面的距离即主销偏移距减小，从而可减小转向时需加在方向盘上的力，使转向轻便，同时也可减小转向轮传到方向盘上的冲击力。主销内倾使前轮转向时不仅有绕主销的转动，而且伴随有车轮轴及前横梁向上的移动，而当松开方向盘时，所储存的上升位能使转向轮自动回正，保证汽车作直线行驶。内倾角一般为5°～8°；主销偏移距一般为30～40mm。轻型客车、轻型货车及装有动力转向的汽车可选择较大的主销内倾角及后倾角，以提高其转向车轮的自动回正性能。但内倾角也不宜过大，即主销偏移距不宜过小，否则在转向过程中车轮绕主销偏转时，随着滚动将伴随着沿路面的滑动，从而增加轮胎与路面间的摩擦阻力，使转向变得很沉重。为了克服因左、右前轮制动力不等而导致汽车制动时跑偏，近年来出现主销偏移距为负值的汽车。

前轮定位除上述主销后倾角、主销内倾角外，尚有车轮外倾角及前束，共4项参数。

车轮外倾指转向轮在安装时，其轮胎中心平面不是垂直于地面，而是向外倾斜一个角度α，称为车轮外倾角。此α角约为0.5°～1.5°，一般为1°左右。它可以避免汽车重载时车轮产生负外倾即内倾，同时也与拱形路面相适应。由于车轮外倾使轮胎接地点向内缩，缩小了主销偏移距，从而使转向轻便并改善了制动时的方向稳定性。

前束的作用是为了消除汽车在行驶中因车轮外倾导致的车轮前端向外张开的不利影响（具有外倾角的车轮在滚动时犹如滚锥，因此当汽车向前行驶时，左右两前轮的前端会向外张开），为此在车轮安装时，可使汽车两前轮的中心平面不平行，且左右轮前面轮缘间的距离A小于后面轮缘间的距离B，以使车轮在每一瞬时的滚动方向是向着正前方。前束即（$B-A$），一般汽车约为3～5mm，可通过改变转向横拉杆的长度来调整。设定前束的名义值时，应考虑转向梯形中的弹性和间隙等因素。

在汽车的设计、制造、装配调整和使用中必须注意防止可能引起的转向车轮的摆振，它是指汽车行驶时转向轮绕主销不断摆动的现象，它将破坏汽车的正常行驶。

转向车轮的摆振有自激振动与受迫振动两种类型。前者是由于轮胎侧向变形中的迟滞特性的影响，使系统在一个振动周期中路面作用于轮胎的力对系统作正功，即外界对系统输入能量。如果后者的值大于系统内阻尼消耗的能量，则系统将作增幅振动直至能量达到动平衡状态。这时系统将在某一振幅下持续振动，形成摆振。其振动频率大致接近系统的固有频率而与车轮转速并不一致，且会在较宽的车速范围内发生。通常在低速行驶时发生的摆振往往属于自激振动型。当转向车轮及转向系统受到周期性扰动的激励，例如车轮失衡、端面跳动、轮胎的几何和机械特性不均匀以及运动学上的干涉等，在车轮转动下都会构成周期性的扰动。在扰动力周期性的持续作用下，便会发生受迫振动。当扰动的激励频率与系统的固有频率一致时便发生共振。其特点是转向轮摆振频率与车轮转速一致，而且一般都有明显的共振车速，共振范围较窄（3～5km/h）。通常在高速行驶时发生的摆振往往属于受迫振动型。

转向轮摆振的发生原因及影响因素复杂，既有结构设计的原因和制造方面的因素，如：车轮失衡、轮胎的机械特性、系统的刚度与阻尼、转向轮的定位角以及陀螺效应的强弱等；又有装配调整方面的影响，如：前桥转向系统各个环节间的间隙（影响系统的刚度）和摩擦系数（影响阻尼）等。合理地选择这些有关参数、优化它们之间的匹配，精心地制造和装配调整，就能有效

本电子书 www.bookzhi.com 免费下载

地控制前轮摆振的发生。在设计中提高转向器总成与转向拉杆系统的刚度及悬架的纵向刚度,提高轮胎的侧向刚度,在转向拉杆系中设置横向减震器以增加阻尼等,都是控制前轮摆振发生的一些有效措施。

第二节　从动桥的结构型式

各种车型的非断开式转向从动桥的结构型式基本相同,如图 5－2－1 所示。作为主要零件的前梁是用中碳钢或中碳合金钢模锻的,其两端各有一呈拳形的加粗部分为安装主销的前梁拳部;为提高其抗弯强度,其较长的中间部分采用工字形断面并相对两端向下偏移一定距离,以降低发动机从而降低传动系的安装位置以及传动轴万向节的夹角。为提高其抗扭强度,两端与拳部相接的部分采用方形断面,而靠近两端使拳部与中间部分相联接的向下弯曲部分则采用两种断面逐渐过渡的形状。中间部分的两侧还要锻造出钢板弹簧支座的加宽支承面。

有的汽车的转向从动桥的前梁采用组合式结构,即由其采用无缝钢管的中间部分与采用模锻成形的两端拳形部分组焊而成。这种组合式前梁适于批量不太大的生产并可省去大型锻造设备。

转向节多用中碳合金钢模锻成整体式结构。有些大型汽车的转向节,由于其尺寸过大,也有采用组焊式结构的,即其轮轴部分是经压配并焊接上去的。

主销的几种结构型式如图 5－2－3 所示,其中最常用的是(a),(b)两种。

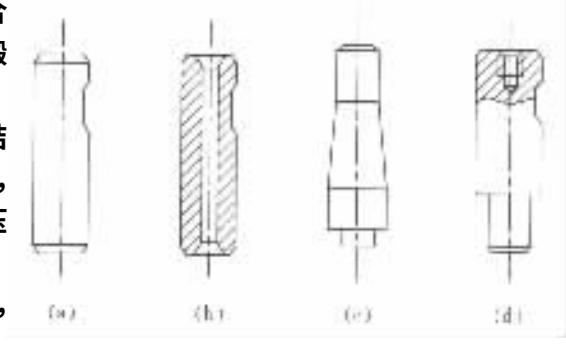


图 5－2－3　主销的结构型式
(a)圆柱实心型;(b)圆柱空心型;(c)上、下端为直径不等的圆柱、中间为锥体的主销;(d)下部圆柱比上部细的主销

转向节推力轴承承受作用于汽车前梁上的重力,为减小摩擦使转向轻便可采用滚动轴承,例如推力球轴承、推力圆锥滚子轴承或圆锥滚子轴承等。也有采用青铜止推垫片的。

主销上、下轴承承受较大的径向力,多采用滑动轴承,也有采用滚针轴承的结构。后者的效率高,转向阻力小,且可延长使用寿命。

轮毂轴承多由一对单列圆锥滚子轴承组成,这种轴承的刚度较大,可承受较大负荷。轿车因负荷较轻,前轮毂轴承也有采用一对单列或一个双列向心球轴承的,球轴承的效率较高,能延长汽车的滑行距离。轿车也有采用一个双列圆锥滚子轴承的。

左、右轮胎螺栓多数均为右旋螺纹,但有些汽车为了防松,左侧用左旋、右侧用右旋。

通常,载货汽车的非断开式支持桥,是一根两端带有轮轴的刚性横梁,和转向从动桥类似,它可以是整体锻造式的,也可以由两端的锻造轮轴与中间的无缝钢管组焊而成。

轿车采用前置发动机前桥驱动的布置形式时,其后支持桥可为非断开式或断开式的。图 5－2－4 为德国 VW Golf 汽车的后支持桥的结构图。它是非断开式支持桥的一种特殊结构,由一根用钢板制成呈 V 形断面的横梁和分别与其左、右端焊成一体并伸向左、右后车轮的左、右纵臂构成,称为复合纵臂式后支持桥(compound crank rear axle)。V 形断面横梁在汽车行驶时受扭并具有一定的扭转弹性,故又可称为扭转梁或弹性梁。两纵臂前端(见图 5－2－4 的放大部分)装有锥形支承套,并用螺栓将支承套经支架固定在车厢上。两纵臂后端固定着左、右轮

轴并与带螺旋弹簧的减振器相联。由于左、右车轮是经具有一定扭转弹性的横梁相连，故其悬架与非独立悬架不完全相同，可看成是近似半独立悬架或近似半刚性的后支持桥。该弹性横梁还兼起横向稳定杆的作用，因此对它还应有一定的刚度要求，为此，有时在横梁处再加一根扭杆。

采用复合纵臂式后支持桥，可增大汽车后部的空间，有利于整车布置（如图 5－2－4 所示，在后行李箱下还可布置油箱及备胎）。该型支持桥的特点还有：结构简单、质量小、制造方便，有利于提高汽车的平顺性；具有抵抗由于车身侧倾而引起的轴转向效应；可设有车轮外倾角，且该角在两轮同向跳动时无变化，而当两轮反向跳动时其车轮外倾角的变化介于非独立悬架和斜臂式独立悬架、麦克弗逊式悬架之间，在车轮受到侧向力的作用下车轮外倾角的变化也不大；其横梁两端由在 z，y，z 三个方向具有不同刚度且沿侧向 y 的刚度最大的锥形套支承，具有抗侧向力的能力。如图 5－2－5 所示，当汽车转弯时，内、外后轮所承受的地面侧向反力 Y_{2R}，Y_{2L}，由锥形支承套的橡胶套所吸收且有力矩（$Y_{2L}+Y_{2R}$）$r=F_x b$，该力矩有产生过度转向的趋势。另外，其横梁承受扭转和剪切载荷，且在横梁与纵臂的焊缝处应力较大，其强度就成了复合纵臂式后支持桥载荷的限制条件。

图 5－2－6 是法国 Renault 公司的几种型号轿车上采用的复合纵臂式后支持桥的结构图。呈不等边长 V 形断面的横梁与纵臂是铆接的，它能承受弯矩及作用在车轮上的垂向力、侧向力及制动力所形成的力矩并部分地起着横向稳定杆的作用，但其扭转刚度较差。它装有二根扭杆弹簧。中部以连接件紧固、两端以花键分别固定在安装支架上和纵臂上的前、后扭杆弹簧为左、右后悬架所共用。后扭杆位于横梁的 V 形槽内且比前扭杆稍细。两纵臂前端经支承套支承于安装支架上，后者又固定在车厢上。

图 5－2－7 是德国 VW Audi 100 轿车的

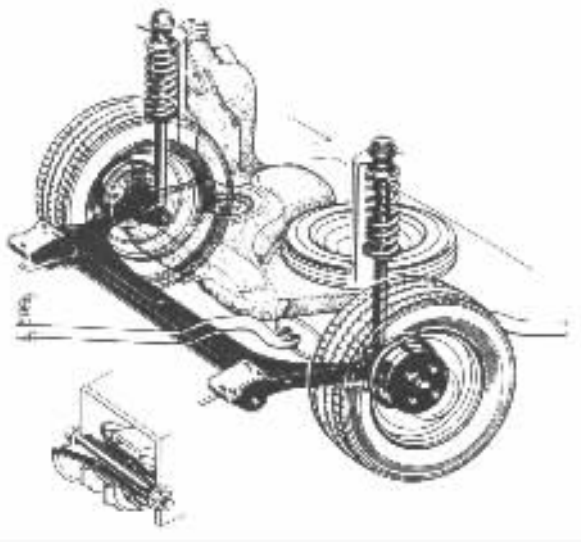


图 5－2－4 德国 VW Golf 轿车的复合纵臂式后支持桥

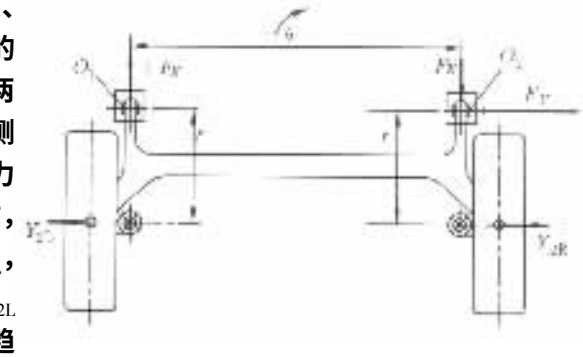


图 5－2－5 复合纵臂式后支持桥的受力图

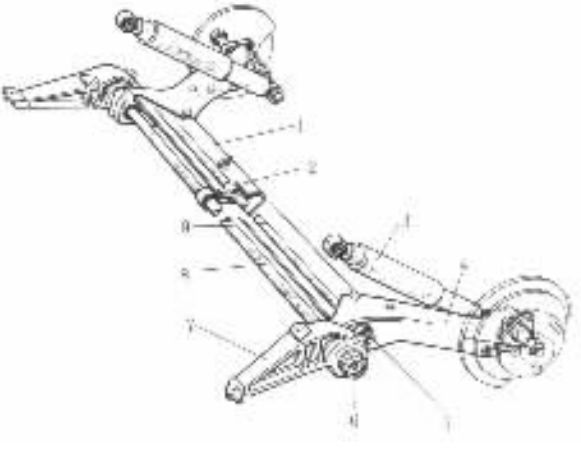


图 5－2－6 法国 Renault 轿车的复合纵臂式后支持桥

1－具有不等边长 V 型断面的横梁；2－联接件；3－减振器；4－左纵臂；5－扭杆 9 与纵臂以花键联接处；6－扭杆 8 与安装支架以花键联接处；7－安装支架；8，9－前、后扭杆弹簧

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

后支持桥。具有倒 U 形断面且两端向上弯曲的横梁通过焊在其两侧的纵臂和位于其后面的传力杆与车厢相联。经传力杆 2 传来的侧向力由杆 3 分配给左、右侧车厢。将传力杆 2 布置在横梁之后，则汽车转弯时地面给轮胎的侧向力将使汽车有不足转向的趋势（见图 5－2－8）。

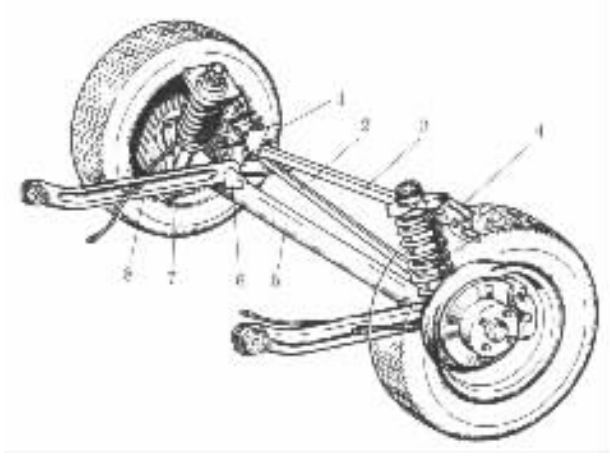


图 5－2－7　德国 VW Audi 100 轿车具有倒 U 形断面横梁的后支持桥

1，4－支架（固定在车厢两侧）；2，3－传力杆；5－横梁；6－加固焊接用蹄片；7－减振器下支点；8－纵臂

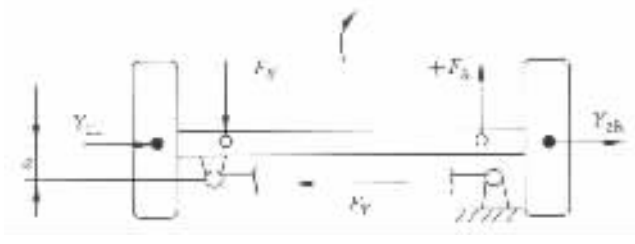


图 5－2－8　具有后置横向传力杆的后支持桥在汽车转向时的受力简图

图 5－2－9 为 Lancia Y10 和 Fiat Panda 汽车所采用的具有 U 形管梁的后支持桥。管梁中间和两侧拉杆的前端均经橡胶套与车厢相联，以得到需要的纵向弹性。其中间支承点也是车厢的纵向角振动中心，而车厢的侧倾中心则位于支持桥宽的中间，其高度则决定于支持桥的三个与车厢联接点的高度。管梁两侧拉杆倾角的选择应考虑减小在侧向力作用下产生的过度转向问题（参见图 5－2－5）。

最简单的非断开式支持桥是采用无缝钢管组焊的横梁结构，如图 5－2－10 所示。其结构简单、造价低廉且轮胎的磨损较轻、接地性好，当车轮跳动时轮距及车轮定位都不会改变。这种结构的支持桥在加装横向传力杆后（见图 5－2－10），当轮胎承受地面侧向反力时的受力情况见图 5－2－11。

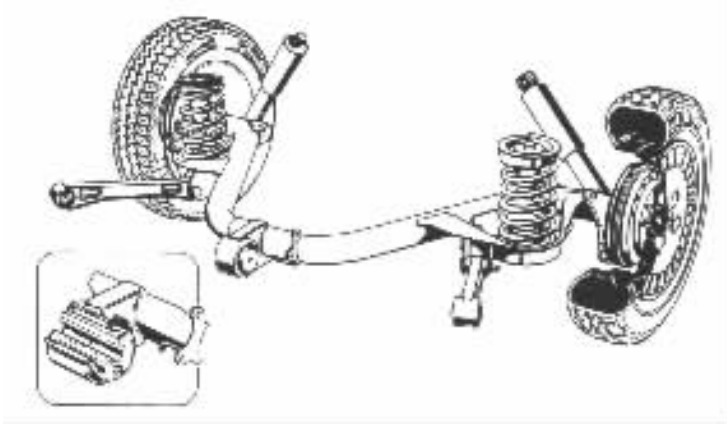


图 5－2－9 Lancia Y10 和 Fiat Panda 汽车采用的后支持桥

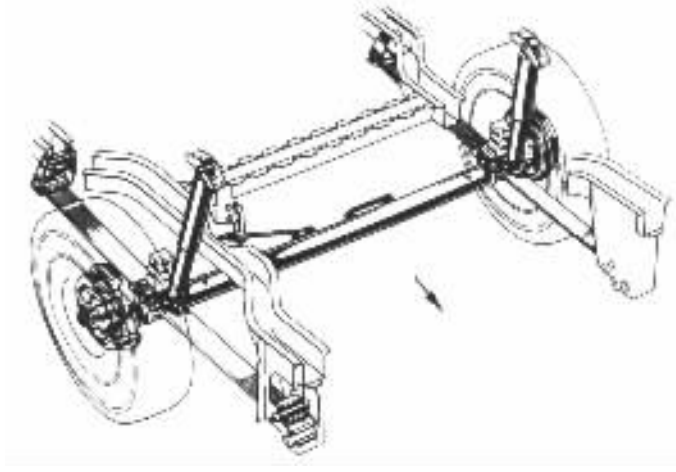


图 5－2－10 美国 Ford Escort 快递邮车(有效载荷 635kg)的后支持桥

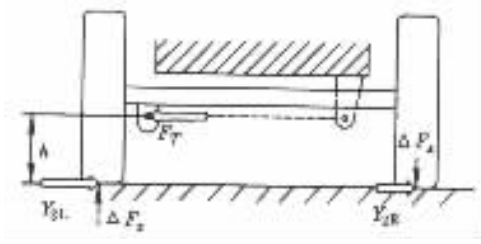


图 5－2－11 轮胎承受地面侧向反力时的受力情况

第三节 从动桥的设计计算

一、转向从动桥主要零件尺寸的确定

转向从动桥采用工字形断面的前梁，可保证其质量最小而在垂向平面内的刚度大、强度高。工字形断面尺寸的推荐值，见图 5－2－12，图中虚线绘出的是其当量断面。该断面的垂

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

向弯曲截面系数 W_v 和水平弯曲截面系数 W_h（单位均为 mm^3）可近似取为

$$\left.\begin{aligned} W_v &= 20a^3 \\ W_h &= 5.5a^3 \end{aligned}\right\} \qquad (5-2-1)$$

式中　a——工字形断面的中部尺寸，见图 5－2－12，mm。

在设计中为了预选前梁在板簧座处的弯曲截面系数 W_v（单位为 cm^3），可采用经统计取得的经验公式：

$$W_v = ml/2200 \qquad (5-2-2)$$

式中　m——作用在该前梁上的簧上质量，kg；

l——车轮中线至板簧座中线间的距离，cm；

2200——系数，$kg \cdot cm^{-2}$。

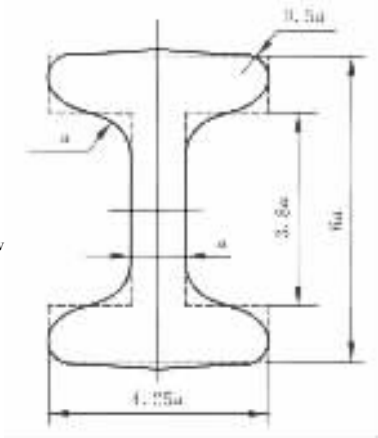


图 5－2－12　前梁工字形断面尺寸关系的推荐值

转向从动桥前梁拳部之高度约等于前梁工字形断面的高度，而主销直径可取为拳部高度的 0.35～0.45 倍。主销上、下滑动轴承（即压入转向节上、下孔中的衬套）的长度则取为主销直径的 1.25～1.50 倍。

二、转向从动桥主要零件工作应力的计算

主要是计算前梁、转向节、主销、主销上下轴承（即转向节衬套）、转向节推力轴承或止推垫片等在制动和侧滑两种工况下的工作应力。绘制计算用简图时可忽略车轮的定位角，即认为主销内倾角、主销后倾角、车轮外倾角均为零，而左、右转向节轴线重合且与主销轴线位于同一侧向垂直平面内，如图 5－2－13 所示。

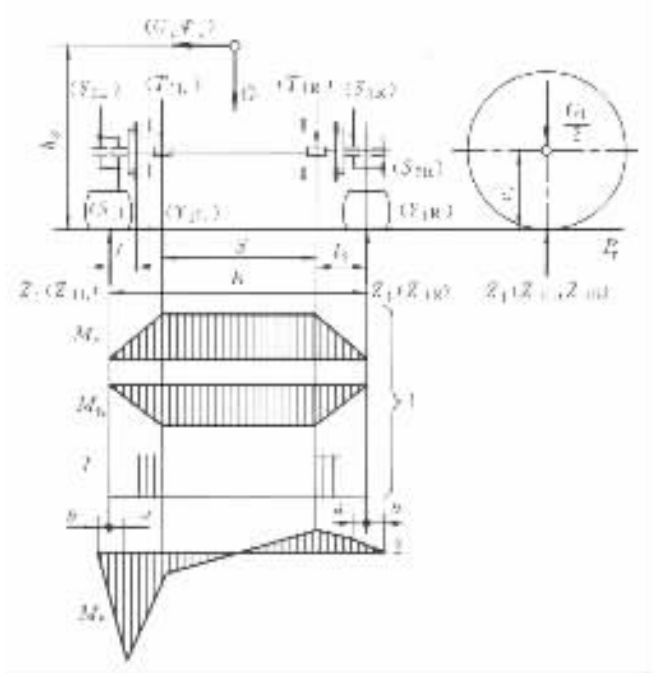


图 5－2－13　转向从动桥在制动和侧滑工况下的受力分析简图

1－制动工况下的弯矩图和转矩图；2－侧滑工况下的弯矩图

1. 在制动工况下的前梁应力计算

制动时前轮承受的制动力 P_τ 和垂向力 Z_1 传给前梁，使前梁承受转矩和弯矩。

考虑到制动时汽车质量向前转向桥的转移，则前轮所承受的地面垂向反力为

$$Z_1 = \frac{G_1}{2} m'_1 \tag{5-2-3}$$

式中 G_1——汽车满载静止于水平路面时前桥给地面的载荷，N；

m'_1——汽车制动时对前桥的质量转移系数，对轿车和载货汽车的前桥可取 1.4～1.7。

前轮所承受的制动力为

$$P_\tau = Z_1 \varphi \tag{5-2-4}$$

式中 φ——轮胎与路面的附着系数。

由 Z_1 和 P_τ 对前梁引起的垂向弯矩 M_v 和水平方向的弯矩 M_h 在两钢板弹簧座之间达最大值，分别为

$$M_v = (z_1 - g_w) \cdot l_2 = \left(\frac{G_1}{2} m'_1 - g_w\right) \frac{B-s}{2} \quad \text{N·mm} \tag{5-2-5}$$

$$M_h = p_\tau \cdot l_2 = Z_1 \cdot \varphi \cdot l_2 = \frac{G_1}{2} m'_1 \cdot \varphi \cdot \frac{B-s}{2} \quad \text{N·mm} \tag{5-2-6}$$

式中 G_1, m'_1, φ——见式(5-2-3)及式(5-2-4)下的说明；

l_2——见图 5-2-13；

g_w——车轮(包括轮毂、制动器等)所受的重力，N；

B——前轮轮距，mm；

s——前梁上两钢板弹簧座中心间的距离，mm。

制动力 p_τ 还使前梁在主销孔至钢板弹簧座之间承受转矩 T：

$$T = P_\tau r_r = \frac{G_1}{2} m'_1 \varphi r_r \quad \text{N·mm} \tag{5-2-7}$$

式中 r_r——轮胎的滚动半径，mm。

前梁在钢板弹簧座附近危险断面处的弯曲应力 σ_w 和扭转应力 τ(单位均为 MPa)分别为

$$\left.\begin{aligned} \sigma_w &= \frac{M_v}{W_v} + \frac{M_h}{W_h} \\ \tau &= \frac{T}{W_T} = T/(J_K/\delta_{max}) \end{aligned}\right\} \tag{5-2-8}$$

式中 M_v, M_h, T——见式(5-2-5)——式(5-2-7)，N·mm；

W_v, W_h——见式(5-2-1)，mm^3；

W_T——前梁在危险断面处的扭转截面系数，mm^3；

δ_{max}——前梁横断面的最大厚度，mm；

J_K——前梁横断面的极惯性矩，对工字形断面：

$$J_K = 0.4 \sum h\delta^3 \quad mm^4 \tag{5-2-9}$$

h——工字形断面矩形元素的长边长，mm；

δ——工字形断面矩形元素的短边长，mm。

当前梁在钢板弹簧座附近的危险断面为圆管断面时(无缝钢管组焊式前梁)，则在该断面处的合成弯矩 M_Σ 及合成弯曲应力 σ_Σ 按式(9-112)、式(9-113)计算。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

前梁应力的许用值为$[\sigma_w]=300\text{MPa}$；$[\tau]=150\text{MPa}$。

前梁可采用45，30Cr，40Cr等中碳钢或中碳合金钢制造，硬度为HB241～285。

2. 在最大侧向力（侧滑）工况下的前梁应力计算

当汽车承受最大侧向力时无纵向力作用，左、右前轮承受的地面垂向反力Z_{1L}，Z_{1R}和侧向反力Y_{1L}，Y_{1R}各不相等，由式（9－88）—式（9－91）及式（9－119）可以类似地推出前轮的地面反力（单位都为N）分别为

$$Z_{1L}=\frac{G_1}{2}\left(1\pm\frac{2h_g\varphi_1}{B_1}\right) \tag{5-2-10}$$

$$Z_{1R}=\frac{G_1}{2}\left(1\mp\frac{2h_g\varphi_1}{B_1}\right) \tag{5-2-11}$$

$$Y_{1L}=\frac{G_1}{2}\left(1\pm\frac{2h_g\varphi_1}{B_1}\right)\varphi_1 \tag{5-2-12}$$

$$Y_{1R}=\frac{G_1}{2}\left(1\mp\frac{2h_g\varphi_1}{B_1}\right)\varphi_1 \tag{5-2-13}$$

式中　G_1——汽车停于水平路面时的前桥轴荷，N；

B_1——汽车前轮轮距，mm；

h_g，φ_1——见式（9－91）下的说明

式中“＋”“－”号的取舍：当Y_{1L}，Y_{1R}向右作用时（如图5－2－13所示）取上面的符号；Y_{1L}，Y_{1R}向左作用时取下面符号。

参考图9－111和式（9－120）求侧滑时左、右钢板弹簧对前梁的垂直作用力为：

$$\left.\begin{aligned}T_{1L}&=0.5G'_1+G_1\varphi_1(h_g-r'_r)/s\\T_{1R}&=0.5G'_1-G_1\varphi_1(h_g-r'_r)/s\end{aligned}\right\} \tag{5-2-14}$$

式中　G'_1——满车满载时车厢分配给前桥的垂向总载荷，N。

r'_r——板簧座上表面的离地高度，mm；

G_1，φ_1，h_g——见式（5－2－13）下的说明；

S——两板簧座中心间的距离，mm。

参考图9－112和式（9－121）—式（9－124），求汽车侧滑时左、右前轮轮毂内、外轴承的径向支承力（单位为N）分别为：

$$S_{1L}=\frac{r_r}{a+b}Y_{1L}+\frac{b}{a+b}Z_{1L} \tag{5-2-15}$$

$$S_{2L}=\frac{r_r}{a+b}Y_{1L}-\frac{a}{a+b}Z_{1L} \tag{5-2-16}$$

$$S_{1R}=\frac{r_r}{a+b}Y_{1R}-\frac{b}{a+b}Z_{1R} \tag{5-2-17}$$

$$S_{2R}=\frac{r_r}{a+b}Y_{1R}+\frac{a}{a+b}Z_{1R} \tag{5-2-18}$$

式中　r_r——轮胎的滚动半径，mm；

a——S_{1L}，S_{1R}至车轮中线的距离，mm；

b——S_{2L}，S_{2R}至车轮中线的距离，mm。

将由式（5－2－10）—式（5－2－13）求得的Z_{1L}、Z_{1R}、Y_{1L}、Y_{1R}代入式（5－2－15）—式（5－2

－18)，即可求得左、右前轮轮毂内轴承对轮毂的径向支承力 S_{1L}，S_{1R}和外轴承对轮毂的径向支承力 S_{2L}、S_{2R}，这样也就求出了轮毂轴承对轮轴的径向支承反力。根据这些力及前梁在板簧座处的垂向力 T_{1L}、T_{1R}，可绘出前梁与轮轴在汽车侧滑时的垂向受力弯矩图(见图 5－2－13，2)。由该弯矩图可见，前梁的最大弯矩发生在侧滑方向一侧拳部的主销孔处(Ⅰ－Ⅰ剖面处)；而另一侧则在板簧座处(Ⅱ－Ⅱ剖面处)，可由下式直接求出：

$$\left.\begin{aligned} M_{\mathrm{I-I}} &= Z_{1L} l_1 - Y_{1L} r_r \\ M_{\mathrm{II-II}} &= Z_{1R} l_2 + Y_{1R} r_r \end{aligned}\right\} \tag{5-2-19}$$

式中 M——弯矩，N·mm。

3. 转向节在制动和侧滑工况下的应力计算

如图 5－2－14 所示，转向节的危险断面在轴径为 d_1 的轮轴根部即Ⅲ－Ⅲ剖面处。

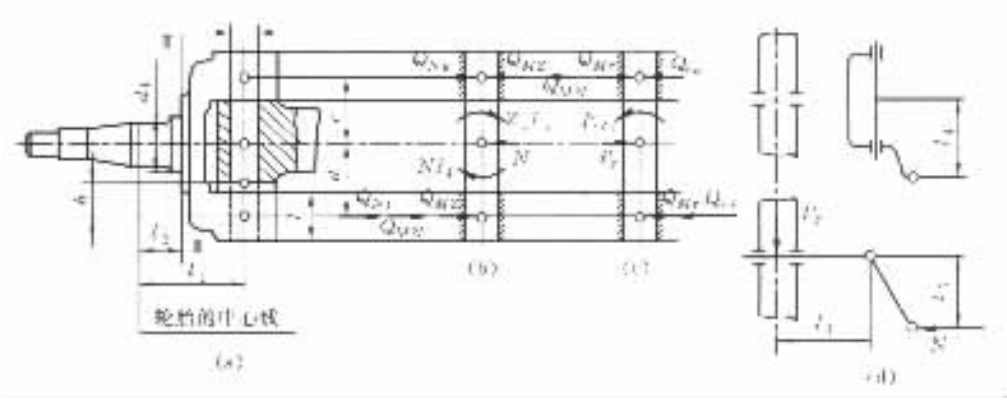


图 5－2－14 转向节、主销及转向节衬套的计算用图

(1)在制动工况下

Ⅲ－Ⅲ剖面处的轴径仅受垂向弯矩 M_v 和水平方向的弯矩 M_h 而不受转矩，因制动力矩不经转向节的轮轴传递而直接由制动底板传给在转向节上的安装平面。这时可按式(5－2－5)和式(5－2－6)计算其 M_v 及 M_h，但需以 l_3 代替该两式中的 l_2，则Ⅲ—Ⅲ剖面处的合成弯曲应力 σ_w(MPa)为

$$\sigma_w = \frac{\sqrt{M_v^2 + M_h^2}}{W} = l_3 \sqrt{\left(\frac{G_1}{2} m'_1 - g_w\right)^2 + \left(\frac{G_1}{2} m'_1 \varphi\right)^2} \Big/ (0.1 d_1^3) \tag{5-2-20}$$

式中 G_1，m'_1，φ，g_w——见式(5－2－6)下的说明；

d_1——转向节的轮轴根部轴径，mm；见图 5－2－14。

上式的许用弯曲应力为 $[\sigma_w] = 550\mathrm{MPa}$。

转向节采用 30Cr，40Cr 等中碳合金钢制造，心部硬度 HB24.1～285，高频淬火后表面硬度 HRC57～65，硬化层深 1.5～2.0mm。轮轴根部的圆角滚压处理。

(2)在侧滑工况下

在侧滑时左、右转向节在危险断面Ⅲ－Ⅲ处的弯矩是不等的，可分别按下式求得：

$$\left.\begin{aligned} M_{\mathrm{L III-III}} &= Z_{1L} l_3 - Y_{1L} r_r \\ M_{\mathrm{R III-III}} &= Z_{1R} l_3 + Y_{1R} r_r \end{aligned}\right\} \tag{5-2-21}$$

左、右转向节在危险断面处的弯曲应力为：

www.bzfxw.com 免费下载

$$\left.\begin{aligned}\sigma_{wL}=\frac{M_{L\text{Ⅲ}-\text{Ⅲ}}}{W}=\frac{Z_{1L}l_3-Y_{1L}r_r}{0.1d_1^3}\\ \sigma_{wR}=\frac{M_{R\text{Ⅲ}-\text{Ⅲ}}}{W}=\frac{Z_{1R}l_3+Y_{1R}r_r}{0.1d_1^3}\end{aligned}\right\}\tag{5-2-22}$$

4. 主销与转向节衬套在制动和侧滑工况下的应力计算

在制动和侧滑工况下，在转向节上、下衬套的中点，即与轮轴中心线相距分别为 c，d 的两点处，在侧向平面（图 5-2-14(b)）和纵向平面（图 5-2-14(c)）内，对主销作用有垂直其轴线方向的力。

(1)在制动工况下

地面对前轮的垂向支承反力 Z_1 所引起的力矩 Z_1l_1，由位于通过主销轴线的侧向平面内并在转向节上、下衬套中点处垂直地作用于主销的力 Q_{MZ}所形成的力偶矩 $Q_{MZ}(c+d)$所平衡（见图 5-2-14(b)），故有

$$Q_{MZ}=\frac{Z_1\cdot l_1}{(c+d)}\quad \text{N}\tag{5-2-23}$$

式中　Z_1——见式(5-2-3)。

制动力矩 $P_\tau r_r$，由位于纵向平面内并作用于主销的力 $Q_{M\tau}$所形成的力偶 $Q_{M\tau}(c+d)$所平衡（见图 5-2-14(c)）。故有

$$Q_{M\tau}=\frac{P_\tau r_r}{(c+d)}=\frac{Z_1\varphi r_r}{(c+d)}\quad \text{N}\tag{5-2-24}$$

而作用于主销的制动力 P_τ 则由在转向节上下衬套中点处作用于主销的力 $Q_{\tau u}$、$Q_{\tau l}$所平衡（见图 5-2-14(c)），且有

$$Q_{\tau u}=\frac{P_\tau\cdot d}{(c+d)}\tag{5-2-25}$$

$$Q_{\tau l}=\frac{P_\tau\cdot c}{(c+d)}\tag{5-2-26}$$

由转向桥的俯视图（图 5-2-14(d)的下图）可知，制动时转向横拉杆的作用力 N 为：

$$N=\frac{P_\tau\cdot l_1}{l_5}\tag{5-2-27}$$

力 N 位于侧向平面内且与轮轴中心线的垂直距离为 l_4，如将 N 的着力点移至主销中心线与轮轴中心线的交点处，则需对主销作用一侧向力矩 Nl_4（见图 5-2-14(b)）。力矩 Nl_4 由位于侧向平面内并作用于主销的力偶矩 $Q_{MN}(c+d)$所平衡，故有

$$Q_{MN}=\frac{Nl_4}{(c+d)}\quad \text{N}\tag{5-2-28}$$

而力 N 则由在转向节上下衬套中点处作用于主销的力 Q_{Nu}，Q_{Nl}所平衡，且有

$$Q_{Nu}=\frac{Nd}{(c+d)}\tag{5-2-29}$$

$$Q_{Nl}=\frac{Nc}{(c+d)}\tag{5-2-30}$$

由图 5-2-14(b)可知，在转向节上衬套的中点作用于主销的合力 Q_u 和在下衬套的中点作用于主销的合力 Q_l 分别为

$$Q_u=\sqrt{(Q_{MZ}+Q_{MN}-Q_{Nu})^2+(Q_{M\tau}-Q_{\tau u})^2}\tag{5-2-31}$$

$$Q_l=\sqrt{(Q_{MZ}+Q_{MN}+Q_{Nl})^2+(Q_{M\tau}+Q_{\tau l})^2} \tag{5-2-32}$$

由上两式可见，在汽车制动时主销的最大载荷发生在转向节下衬套的中点处，其值为由式(5-2-32)计算所得的 Q_l。

(2)在侧滑工况下

仅有在侧向平面内起作用的力和力矩，且作用于左、右转向节主销的力 Q_{MZ} 是不相等的，它们可分别按下式求得：

$$\left.\begin{aligned}Q_{MZ\,L}&=(Z_{1L}\cdot l_1-Y_{1L}\cdot r_r)/(c+d)=\frac{G_1}{2}\left[\left(1+\frac{2h_g\cdot\varphi_1}{B_1}\right)(l_1-\varphi_1 r_r)/(c+d)\right]\\Q_{MZ\,R}&=(Z_{1R}\cdot l_1+Y_{1R}\cdot r_r)/(c+d)=\frac{G_1}{2}\left[\left(1-\frac{2h_g\cdot\varphi_1}{B_1}\right)(l_1+\varphi_1 r_r)/(c+d)\right]\end{aligned}\right\} \tag{5-2-33}$$

取 Q_l，$Q_{MZ\,L}$，$Q_{MZ\,R}$ 中最大的作为主销的计算载荷 Q_j，计算主销在前梁拳部下端面处的弯曲应力 σ_w 和剪切应力 τ_s。

$$\sigma_w=\frac{Q_j h}{0.1d_0^3}\quad \text{MPa} \tag{5-2-34}$$

$$\tau_s=\frac{4Q_j}{\pi d_0^2}\quad \text{MPa} \tag{5-2-35}$$

式中 d_0——主销直径，mm；

h——转向节下衬套中点至前梁拳部下端面的距离，见图 5-2-14(a)，mm。

主销的许用弯曲应力与许用剪切应力分别是：$[\sigma_w]=500\text{MPa}$；$[\tau_s]=100\text{MPa}$。

主销采用 20Cr，20CrNi，20CrMnTi 等低碳合金钢制造，渗碳淬火，渗碳层深 1.0～1.5mm，HRC56～62。

转向节衬套的挤压应力 σ_c 为

$$\sigma_c=\frac{Q_j}{ld_0} \tag{5-2-36}$$

式中 l——衬套长，mm；

Q_j 取 Q_l，$Q_{MZ\,L}$，$Q_{MZ\,R}$ 中的最大值。

转向节衬套的许用挤压应力为 $[\sigma_c]=50\text{MPa}$。

在静载荷下，上式的计算载荷取

$$Q_j=Q_{MZ}=Z_1 l_1/(c+d)=\frac{G_1}{2}l_1/(c+d) \tag{5-2-37}$$

此时取 $[\sigma_c]\leqslant 1.5\text{MPa}$

5. 转向节推力轴承和止推垫片的计算

计算时首先要确定推力轴承和止推垫片的当量静载荷。

(1)推力轴承的计算

对转向节推力轴承，汽车以等速 $v_a=40\text{km/h}$、沿半径 $R=50\text{m}$ 或以 $v_a=20\text{km/h}$、沿 $R=12\text{m}$ 的圆周行驶的工况作为计算工况。如果汽车向右转弯则其前外轮即前左轮的地面垂向反力 Z_{1L} 增大，如式(5-2-10)所示，该式亦可表达为

$$Z_{1L}=\frac{G_1}{2}\left[1+\left(\frac{2h_g}{B_1}\right)\left(\frac{v_a^2}{Rg}\right)\right] \tag{5-2-38}$$

将上述计算工况的有关数据代入上式，并设 $h_g/B_1=0.5$，则有

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

$$Z_{1L} = 1.25G_1/2 = 0.625G_1$$

可近似地认为推力轴承的轴向载荷 F_a 等于上述前外轮的地面垂向外力，即有

$$F_a = 0.625G_1 \tag{5-2-39}$$

鉴于转向节推力轴承在工作中的相对转角不大及轴承滚道圈破坏带来的危险性，轴承的选择按其静承载容量 C_0 进行，且取当量静载荷 $P_0 = (0.5 \sim 0.33)C_0$。

(2)转向节止推垫片的计算

当采用青铜止推垫片代替转向节推力轴承时，在汽车满载情况下，止推垫片的静载荷可取为

$$F_a = \frac{G_1}{2}$$

这时止推垫片的挤压应力为

$$\sigma_c = \frac{4F_a}{\pi(D^2 - d^2)} \tag{5-2-40}$$

式中　d，D——止推垫片的内、外径。

通常取 $[\sigma_c] \leqslant 30\text{MPa}$。

上述对非断开式转向从动桥的转向节、主销、转向节衬套和止推垫片的应力计算、相应的许用应力以及选择转向节推力轴承的方法，同样适用于断开式转向从动桥相应零件的应力计算。

第四节　从动桥试验

1. 整车道路试验及使用试验

考核转向从动桥或支持桥总成及其零部件的可靠性、耐久性；对各种道路的适应性；测定性能指标，例如转向从动桥的转向轻便性、转向轮的自动回正性能及直线行驶的稳定性、有无转向轮的摆振及其摆振车速等，并对发现的问题提出解决措施。

对整车还应检测其转向车轮的定位角及前束等是否符合设计要求。

2. 台架试验

测试总成及其主要零部件的强度、刚度、疲劳寿命等。对非断开式转向从动桥的疲劳试验，可按 JB3605 规定的台架试验方法进行。对前置发动机前轮驱动轿车具有扭转梁的复合纵臂式后支持桥，推荐作垂向弯曲疲劳寿命试验。试验要求检查并记录首次出现裂纹时的循环次数，12 万次循环及 60 万次循环时焊缝裂纹出现的部位及长度，以及最终断裂时的循环次数等。

第三章 悬 架 设 计

第一节 悬架概述

一、概述

1. 悬架的功用和组成

悬架是车架(或承载式车身)与车桥(或车轮)之间的一切传力连接装置的总称。它的功用是把路面作用于车轮上的垂直反力(支承力)、纵向反力(牵引力和制动力)和侧向反力以及这些反力所造成的力矩都要传递到车架(或承载式车身)上,以保证汽车的正常行驶。

现代汽车的悬架尽管有各种不同的结构形式,但是一般都由弹性元件1、减振器3和导向机构2、5三部分组成(图5-3-1)。由于汽车行驶的路面不可能绝对平坦,路面作用于车轮上的垂直反力往往是冲击性的,特别是在坏路面上高速行驶时,这种冲击力将达到很大的数值。冲击力传到车架和车身时,可能引起汽车机件的早期损坏,传给乘员和货物时,将使乘员感到极不舒适,货物也可能受到损伤。为了缓和冲击,在汽车行驶系统中,除了采用弹性的充气轮胎之外,在悬架中还必须装有弹性元件,使车架(或车身)与车桥(或车轮)之间作弹性联系。但弹性系统在受到冲击后,将产生振动。持续的振动易使乘员感到不舒适和疲劳。故悬架还应当具有减振作用,使振动迅速衰减(振幅迅速减小)。为此,在许多结构形式的汽车悬架中都设有专门的减振器。

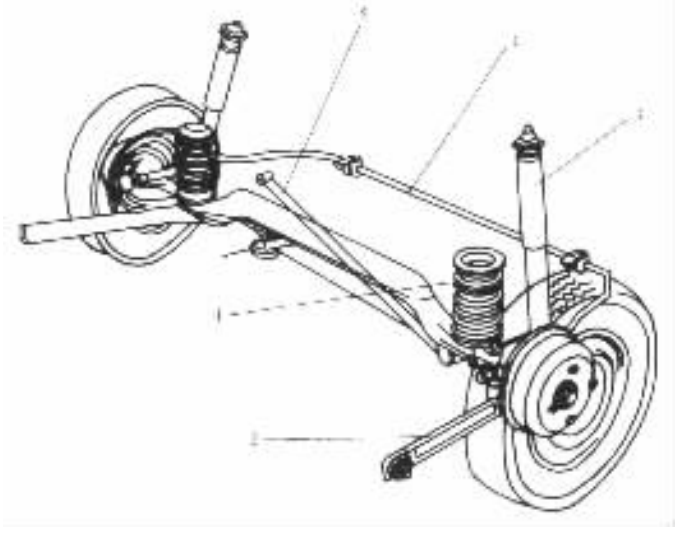


图5-3-1 汽车悬架组成示意图

1-弹性元件;2-纵向推力杆;3-减振器;4-横向稳定器;5-横向推力杆

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

车轮相对于车架和车身跳动时，车轮（特别是转向轮）的运动轨迹应符合一定的要求，否则对汽车某些行驶性能（特别是操纵稳定性）有不利的影响。因此，悬架中某些传力构件同时还承担着使车轮按一定轨迹相对于车架和车身跳动的任务，因而这些传力构件还起导向作用，故称导向机构。

由此可见，上述这三个组成部分分别起缓冲、减振和导向的作用，然而三者共同的任务则是传力。

在多数的轿车和客车上，为防止车身在转向行驶等情况下发生过大的横向倾斜，在悬架中还设有辅助弹性元件——横向稳定器。

应当指出，悬架只要具备上述各个功能，在结构上并非一定要设置上述这些单独的装置不可。例如常见的钢板弹簧，除了作为弹性元件起缓冲作用而外，当它在汽车上纵向安置，并且一端与车架作固定铰链连接时，即可担负起传递所有各向力和力矩，以及决定车轮运动轨迹的任务，因而就没有必要再另行设置导向机构。此外，一般钢板弹簧是多片叠成的，它本身即具有一定的减振能力，因而在对减振要求不高时，在采用钢板弹簧作为弹性元件的悬架中，也可以不装减振器（例如，一般中型货车的后悬架和重型货车悬架中都不装减振器）。

2. 悬架系统的自然振动频率

由悬架刚度和悬架弹簧支承的质量（簧载质量）所决定的车身自然振动频率（亦称振动系统的固有频率）是影响汽车行驶平顺性的悬架重要性能指标之一。人体所习惯的垂直振动频率是步行时身体上下运动的频率，约为 1～1.6Hz。车身自然振动频率应当尽可能地处于或接近这一频率范围。根据力学分析，如果将汽车看成一个在弹性悬架上作单自由度振动的质量，则悬架系统的自然振动频率（固有频率）为

$$n=\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{K}{M}}=\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{g}{f}}$$

式中： g——重力加速度；

f——悬架垂直变形（挠度）；

M——悬架簧载质量；

$K(=Mg/f)$——悬架刚度（不一定等于弹性元件的刚度）指使车轮中心相对于车架和车身向上移动的单位距离（即使悬架产生单位垂直压缩变形）所需加于悬架上的垂直载荷。

由上式可见：

1）在悬架所受垂直载荷一定时，悬架刚度愈小，则汽车自然振动频率愈低。但悬架刚度愈小，在一定载荷下悬架垂直变形就愈大，即车轮上下跳动所需要的空间愈大，这对于簧载质量大的货车，在结构上是难以保证的，故实际上货车的车身自然振动频率往往偏高，而大大超过上述理想的频率范围；

2）当悬架刚度一定时，簧载质量愈大，则悬架垂直变形愈大，而自然振动频率愈低。故空车行驶时的车身自然振动频率要比满载行驶时的高。簧载质量变化范围愈大，则频率变化范围也愈大。

为了使簧载质量从相当于汽车空载到满载的范围内变化时，车身自然振动频率保持不变或变化很小，就需要将悬架刚度做成可变的，即空车时悬架刚度小，而载荷增加时，悬架刚度随之增加。

有些弹性元件本身的刚度就是可变的，如气体弹簧；有些悬架所用的弹性元件的刚度虽是

不变的，但是，当安装在悬架系统中，可使整个悬架系统具有可变的刚度，例如扭杆弹簧悬架。

3. 汽车悬架的类型

汽车悬架可分为两大类：非独立悬架和独立悬架。

1）非独立悬架（图 5－3－2a）其结构特点是两侧的车轮由一根整体式车桥相连，车轮连同车桥一起通过弹性悬架与车架（或车身）连接。当一侧车轮因道路不平而发生跳动时，必然引起另一侧车轮在汽车横向平面内摆动，故称为非独立悬架。

2）独立悬架（图 5－3－2b）其结构特点是车桥做成断开的，每一侧的车轮可以单独地通过弹性悬架与车架（或车身）连接，两侧车轮可以单独跳动，互不影响，故称为独立悬架。

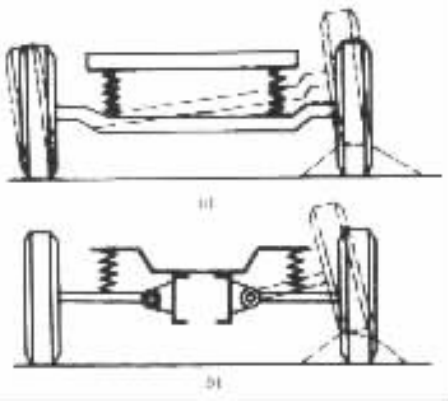


图 5－3－2 非独立悬架与独立悬架示意图

a）非独立悬架；b）独立悬架

二、弹性元件

（一）钢板弹簧

钢板弹簧是汽车悬架中应用最广泛的一种弹性元件，它是由若干片等宽但不等长（厚度可以相等，也可以不相等）的合金弹簧片组合而成的一根近似等强度的弹性梁，其一般构造如图 5－3－3 所示。

钢板弹簧 3 的第一片（最长的一片）称为主片，其两端弯成卷耳 1，内装青铜或塑料、橡胶、粉末冶金制成的衬套，以便用弹簧销与固定在车架上的支架或吊耳作铰链连接。钢板弹簧的中部一般用 U 形螺栓固定在车桥上。

中心螺栓 4 用以连接各弹簧片，并保证装配时各片的相对位置。中心螺栓距两端卷耳中心的距离可以相等（称为对称式钢板弹簧，如图 5－3－3a）所示），也可以不相等（称为非对称式钢板弹簧，如图 21－9b）所示）。

当钢板弹簧安装在汽车悬架中，所承受的垂直载荷为正向时，各个力的方向和作用点如图 5－3－3b）中箭头所示。各弹簧片都受力变形，有向上拱弯的趋势。这时，车桥和车架便互相靠近。当车桥与车架互相远离时，钢板弹簧所受的正向垂直载荷和变形便逐渐减小，有时甚至会反向。

主片卷耳受力严重，是薄弱处，为改善主片卷耳的受力情况，常将第二片末端也弯成卷耳，包在主片卷耳的外面称为包耳。为了使得在弹簧变形时各片有相对滑动的可能。在主片卷耳与第二片包耳之间留有较大的空隙。有些悬架中的钢板弹簧两端不做成卷耳，而采用其他的支承连接方式，如橡胶支承垫（参看图 5－3－23）。

连接各片的构件，除中心螺栓以外，还有若干个弹簧夹 2（亦称回弹夹），其主要作用是当钢板弹簧反向变形（即反跳）时，使各片不致互相分开，以免主片单独承载，此外，还可防止各片横向错动。弹簧夹用铆钉铆接在与之相连的最下面弹簧片的端部。弹簧夹的两边用螺栓 5 连接，在螺栓上有套管 6 顶住弹簧夹的两边，以免将弹簧片夹得过紧。在螺栓套管与弹簧片之间有一定间隙（不小于 1.5mm）。以保证弹簧变形时，各片可以相互滑移。

钢板弹簧在载荷作用下变形时，各片之间有相对滑动而产生摩擦，可以促进车架振动的衰减。但各片间的干摩擦，将使车轮所受的冲击在很大的程度上传给车架，即降低了悬架缓和冲

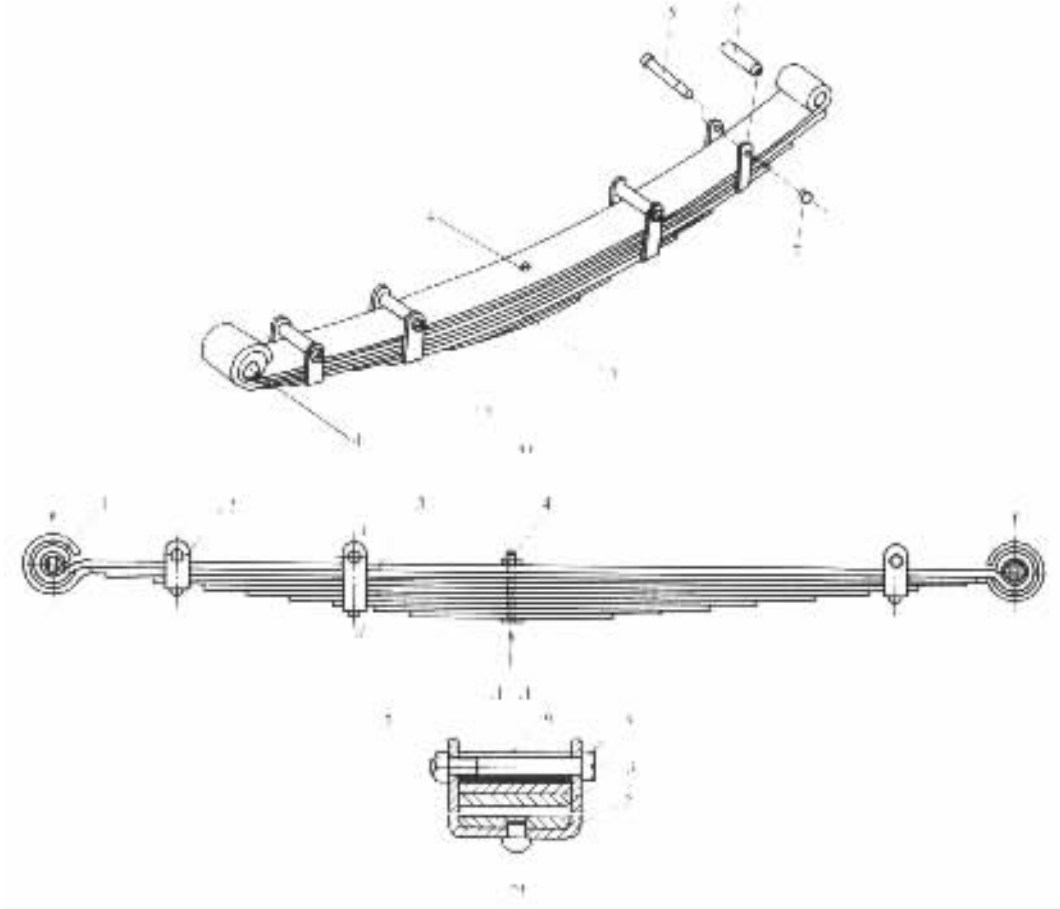


图 5－3－3 钢板弹簧

a)对称式钢板弹簧；b)非对称式钢板弹簧

1－卷耳；2－弹簧夹；3－钢板弹簧；4－中心螺栓；5－螺栓；6－套管；7－螺母

击的能力，并使弹簧各片加速磨损，这是不利的。为减少弹簧片的磨损，在装合钢板弹簧时，各片间须涂上较稠的润滑剂（石墨润滑脂），并应定期进行保养。为了在使用期间内长期储存润滑脂和防止污染，有时将钢板弹簧装在护套内。

前已述及，钢板弹簧本身还能兼起导向机构的作用，并且由于弹簧各片之间的摩擦而起到一定的减振作用。为了保证在弹簧片间产生定值摩擦力以及消除噪声，可在弹簧片之间夹人塑料垫片。如某些高级轿车后悬架的弹性元件采用钢板弹簧时，常采用此种结构。

近年来在许多国家的汽车上采用了一种由单片或 2—3 片变厚度断面的弹簧片构成的少片变截面钢板弹簧，其弹簧片的断面尺寸沿长度方向是变化的，片宽保持不变，如图 5－3－4 所示。这种少片变截面钢板弹簧克服了多片钢板弹簧质量大，性能差（由于片间摩擦的存在，影响了汽车的行驶平顺性）的缺点。据统计，在两种弹簧寿命相等的情况下，少片变截面钢板弹簧可减少质量 40%～50%。因此，这种弹簧对实现车辆的轻量化，节约能源和合金弹簧钢材大为有利，故应用日渐广泛。例如，目前我国生产的中、轻型载货汽车的钢板弹簧悬架基本上都采用了这种少片变截面钢板弹簧。

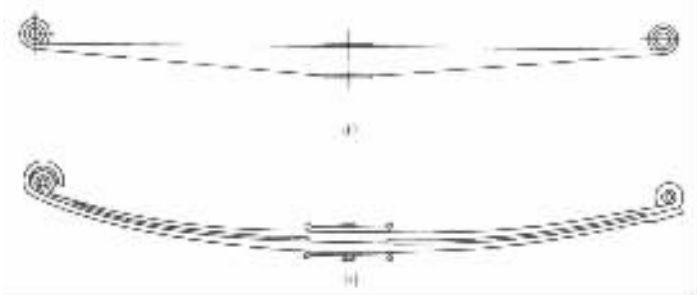


图 5－3－4 单片和少片变截面钢板弹簧

a)单片弹簧；b)少片弹簧

(二)螺旋弹簧

螺旋弹簧广泛地应用于独立悬架，特别是前轮独立悬架中。然而在有些轿车的后轮非独立悬架中，其弹性元件也采用螺旋弹簧(图 5－3－1)。螺旋弹簧与钢板弹簧比较，具有以下优点：无需润滑，不忌泥污；安置它所需的纵向空间不大；弹簧本身质量小。

螺旋弹簧本身没有减振作用，因此在螺旋弹簧悬架中必须另装减振器。此外，螺旋弹簧只能承受垂直载荷，故必须装设导向机构以传递垂直力以外的各种力和力矩。

螺旋弹簧用弹簧钢棒料卷制而成，可做成等螺距或变螺距。前者刚度不变，后者刚度是可变的。

(三)扭杆弹簧

扭杆弹簧本身是一根由弹簧钢制成的杆 1(图 5－3－5)。扭杆断面通常为圆形，少数为矩形或管形。其两端形状可以做成花键、方形、六角形或带平面的圆柱形等等，以便一端固定在车架上，另一端固定在悬架的摆臂 2 上。摆臂则与车轮相连。当车轮跳动时，摆臂便绕着扭杆轴线而摆动，使扭杆产生扭转弹性变形，借以保证车轮与车架的弹性联系。有的扭杆由一些矩形断面的薄条(扭片)组合而成，这样，弹簧更为柔软。

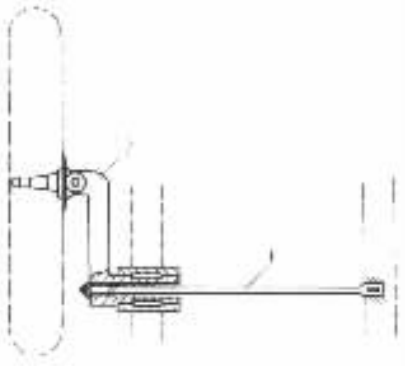


图 5－3－5 扭杆弹簧

1－杆；2－摆臂

扭杆弹簧系用铬钒合金弹簧钢制成，其表面经过加工后很光滑。使用中必须对扭杆表面很好保护，通常在扭杆弹簧表面上涂有环氧树脂，包一层玻璃纤维布，再涂一层环氧树脂，最后涂以沥青和防锈油漆，以防碰撞、刮伤和腐蚀，从而可提高扭杆弹簧的使用寿命。

扭杆弹簧在制造时，经热处理后预先施加一定的扭转力矩载荷，使之产生一个永久的扭转变形，从而使其具有一定的预应力。左、右扭杆的预加扭转的方向都与扭杆安装在车上后承受工作载荷时扭转的方向相同。其目的是减小工作时的实际应力，以延长扭杆弹簧的使用寿命。如果左、右扭杆换位安装，则将使扭杆弹簧的预先扭转方向与工作时扭转方向相反，导致扭杆弹簧的实际工作应力加大，而使用寿命缩短，因此左、右扭杆弹簧不能互换。为此，左、右扭杆刻有不同的标记。

扭杆弹簧本身的扭转刚度虽然是常数，但采用扭杆弹簧的悬架由于有导向机构的缘故，其悬架刚度却是可变的。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

扭杆弹簧单位质量的储能量是钢板弹簧的 3 倍，比螺旋弹簧高。因此，采用扭杆弹簧的悬架质量较小，结构比较简单，也不需润滑，并且通过调整扭杆弹簧固定端的安装角度，易实现车身高度的自动调节。

此外，扭杆弹簧在汽车上的布置比较方便，它可以与汽车纵轴线平行地布置，也可以横向布置。纵向布置时，可以方便地安装满足设计要求长度的扭杆，以保证悬架具有良好的性能。

(四)气体弹簧

气体弹簧是在一个密封的容器中充入压缩气体(气压为 0.5 ~ 1MPa)，利用气体的可压缩性实现其弹簧作用的。这种弹簧的刚度是可变的，因为作用在弹簧上的载荷增加时，容器内的定量气体受压缩，气压升高，则弹簧的刚度增大。反之，当载荷减小时，弹簧内的气压下降，刚度减小，故它具有较理想的弹性特性。

气体弹簧有空气弹簧和油气弹簧两种。空气弹簧又有囊式和膜式之别。

1. 空气弹簧

1)囊式空气弹簧(图 5 - 3 - 6a、b)

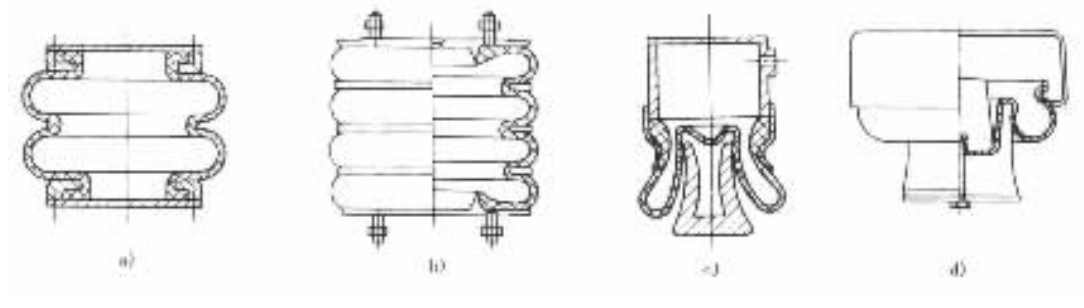


图 5 - 3 - 6 空气弹簧

a、b)囊式空气弹簧；c、d)膜式空气弹簧

囊式空气弹簧由夹有帘线的橡胶气囊和密闭在其中的压缩空气所组成。气囊的内层用气密性的橡胶制成，而外层则用耐油橡胶制成。气囊一般做成如图 5 - 3 - 6a)所示的两节，但也有单节或 3、4 节(图 5 - 3 - 6b)的。节数愈多，弹性愈好。节与节之间围有钢质的腰环，使中间部分不致有径向扩张，并防止两节之间相互摩擦。气囊的上下盖板将气囊密闭。

2)膜式空气弹簧(图 5 - 3 - 6c、d)

膜式空气弹簧的密闭气囊由橡胶膜片和金属压制件组成。与囊式的相比，其弹性特性曲线比较理想，因其刚度较囊式小，车身自然振动频率较低；且尺寸较小，在车上便于布置，故多用在轿车上。但是制造较困难，寿命也较短。

空气弹簧过去在我国多用在铁道车辆上，近些年来在大型客车上，尤其是高档豪华大客车上已得到广泛应用。

2. 油气弹簧

油气弹簧以气体(一般是惰性气体——氮)作为弹性介质，而用油液作为传力介质。它一般是由气体弹簧和相当于液力减振器的液压缸所组成。

油气弹簧的形式有单气室、双气室(带反压气室)以及两级压力式等。

1)单气室油气弹簧

单气室油气弹簧又分为油气分隔式(图 5 - 3 - 7a)和油气不分隔式(图 5 - 3 - 7b)两种。

前者可防止油液乳化，且便于充气。

(1)单气室油气分隔式油气弹簧图 5－3－8 所示为一种轿车和轻型汽车上用的单气室油气分隔式油气弹簧。上、下半球室构成的球形气室固装在工作缸 10 上，球形气室的内腔用橡胶油气隔膜 5 隔开，上半球室充入高压氮气，下半球室通过减振器阻尼阀 9 与工作缸的内腔相通，并充满了工作油液(减振器油)。油气隔膜的作用在于把作为弹性介质的高压氮气和工作油液分开，以避免工作油液乳化，同时也便于充气和保养。工作缸固定在车身(车架)上，其活塞 3 与导向缸 12 连接成一体，悬架活塞杆 1 的下端与悬架的摆臂(或车桥)相连接。当悬架摆臂(或车桥)与车身(或车架)相对运动时，活塞和活塞导向缸便在工作缸内上下滑动，而工作油液通过减振器阻尼阀 9 来回运动，起到减振器的作用。

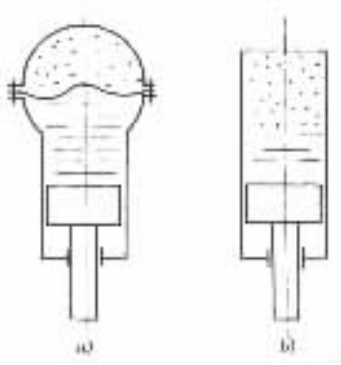


图 5－3－7 单气室油气弹簧示意图

a)油气分隔式；

b)油气不分隔式

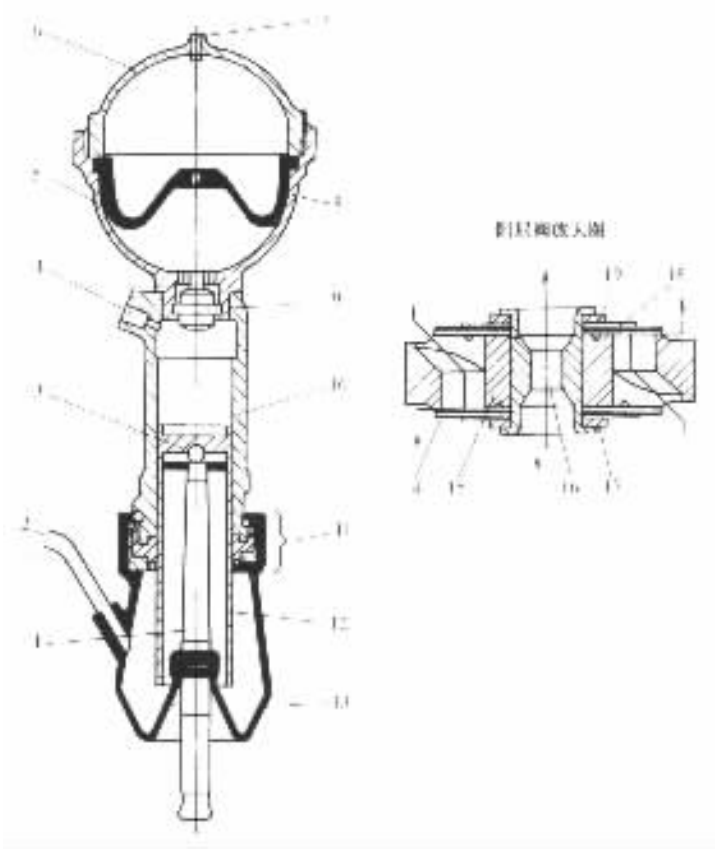


图 5－3－8 单气室油气分隔式油气弹簧

1－悬架活塞杆；2－油溢流口；3－活塞；4－加油口；5－橡胶油气隔膜；6－上半球室；7－充气螺塞；8－下半球室；9－减振器阻尼阀；10－工作缸；11－密封装置；12－活塞导向缸；13－防护罩；14－伸张阀；15－阀体；16－油液节流孔；17－伸张阀限位挡片；18－压缩阀；19－压缩阀限位挡片

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

当载荷增加、悬架摆臂(车桥)与车身(车架)之间的距离缩短时,活塞及导向缸上移,使充满工作液的内腔容积减小,迫使工作液经压缩阀 18 进入球形气室,从而推动油气隔膜向具有一定压力的氮气室移动,使气体容积减小,氮气压力升高。当活塞向上的推力(外界载荷)与氮气压力向下的反作用力相等时,活塞便停止移动。于是,车身(车架)与悬架摆臂(车桥)间的相对位置不再变化。当载荷减小,即推动活塞上移的作用力减小时,油气隔膜在高压氮气作用下向下移动,迫使工作液经伸张阀 14 流回工作缸内腔,推动活塞向下移动,车身(车架)与悬架摆臂(车桥)之间的距离变长,直到氮气室内的压力通过工作液的传递转化为作用在活塞上的力与外界减小的载荷相等时,活塞才停止移动。汽车在行驶过程中,油气弹簧所受的载荷是变化的,因此活塞便相应地在工作缸中处于不同的位置。由于氮气充满在密闭的球形气室内,作用在油气隔膜上的载荷小时,气体弹簧的刚度较小,随着载荷的增加,气体弹簧的刚度变大,故它具有变刚度的特性。可见,油气弹簧是空气弹簧的一种特例,它以氮气作为弹性介质,而在气体弹簧与活塞之间引入油液作为传力介质。

(2)单气室油气不分隔式油气弹簧图 5-3-9 所示为原上海 SH3540 型工矿自卸汽车的前悬架所采用的单气室油气不分隔式油气弹簧,其工作缸 2 固定在车架上,管形活塞 1 的下端与转向节相连。该油气弹簧不仅是前悬架的弹性元件,而且还兼作转向主销。

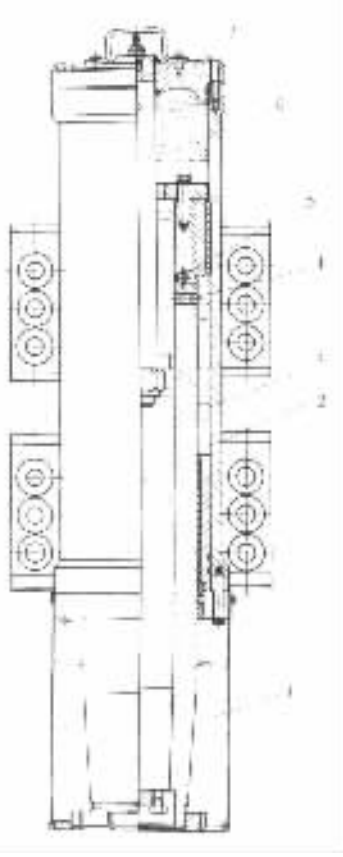


图 5-3-9 单气室油气不分隔式的油气弹簧

1-管形活塞;2-工作缸体;3-环形腔;4-常通孔;5-单向球阀;6-拉伸行程限制器;7-工作缸盖

管形活塞内腔以及活塞与工作缸壁间形成的环形腔 3 内,都充满着工作油液。在管形活塞头的上面有一油层,既可以润滑活塞又可以作为气室的密封。油层上方的空间即为高压气室,其中充满高压氮气。气体和油液之间没有任何隔离装置。

在悬架压缩行程中,管形活塞在工作缸体内向上移动,高压气室容积缩小,氮气被进一步压缩。此时油压升高,并迫使一部分油液经管形活塞上的常通孔 4 和推开单向球阀 5 流入容积逐渐增大的环形腔 3 内。当载荷减小时(伸张行程),管形活塞向下移动。高压气室的容积增大,气体压力和油压都下降。环形腔容积缩小,而此时单向球阀关闭,其内部的油液只能经过常通孔返回管形活塞内腔。因此,增加了伸张行程的阻尼力。同时,在这种结构中它的工作缸盖上还装设了一个拉伸行程限制器 6(伸进管形活塞内腔),用以防止活塞与缸体底部撞击或从缸体中脱出。

单气室油气弹簧结构简单,工作可靠,加工要求较其他形式低些。维护也较方便。但是,单气室的油气弹簧在伸张行程中的刚度较低,因而悬架的伸张行程较大,将产生活塞撞击缸体底部,甚至会发生活塞从缸体中拉脱的危险事故。因此,在该油气悬架中,采用增加伸张行程阻尼的方法予以解决。同时,在前油气悬架中还装设了一个拉伸行程限制器,以保证油气悬架在伸张行程中安全可靠的工作。

2)双气室油气弹簧

双气室油气弹簧(图 5－3－10)比单气室油气弹簧多一个作用力方向相反的反压气室 B 和一个浮动活塞 2。

当弹簧处于压缩行程时,主气室 A 中的活塞 1 上移,使主气室内的气压增高,弹簧的刚度增大。此时浮动活塞下面的油液,在反压气室的气体压力作用下经通道 3 流入主气室的活塞下面,补充活塞上移后空出的容积,而反压气室内的气压下降。当弹簧处于伸张行程时,主活塞下移,主气室内的气压降低,主活塞下面的油液受挤压,经通道流回浮动活塞的下面,推动活塞上移,而使反压气室内的气压增高,从而提高了伸张行程的弹簧刚度。这种油气弹簧消除了在伸张行程中活塞与缸体底部发生撞击的可能性。

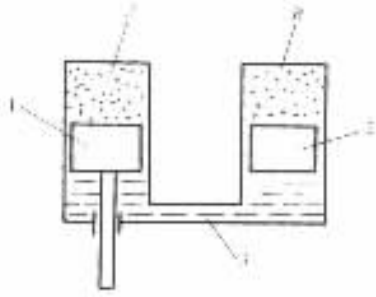


图 5－3－10 双气室油气弹簧示意图

1－主活塞;2－浮动活塞;3－通道

A－主气室;B－反压气室

图 5－3－11 所示为双气室(带反压气室)的油气弹簧的构造。主工作缸 1 和副工作缸 3 制成一体。主活塞 2 的上腔为主气室。浮动活塞 4 的上腔为反压气室,此二气室皆为油气不分隔式。主活塞在主工作缸中上下移动。其下端与车桥(或车轮)相连。工作缸体与车架连接。

在副工作缸下部的阻尼阀座 6 上设有阻尼阀,以保证油气弹簧在压缩和伸张行程中具有不同的阻尼力。

上述单气室和双气室两种油气弹簧的刚度变化幅度较小,因而当弹簧载荷变化时,悬架系统的自然振动频率变化幅度较大。如果要保证在汽车空载和满载时悬架都具有较低的自然振动频率,则其结构就会过大而难于在车身下布置。为此研制了刚度变化幅度较大的两级压力式油气弹簧。

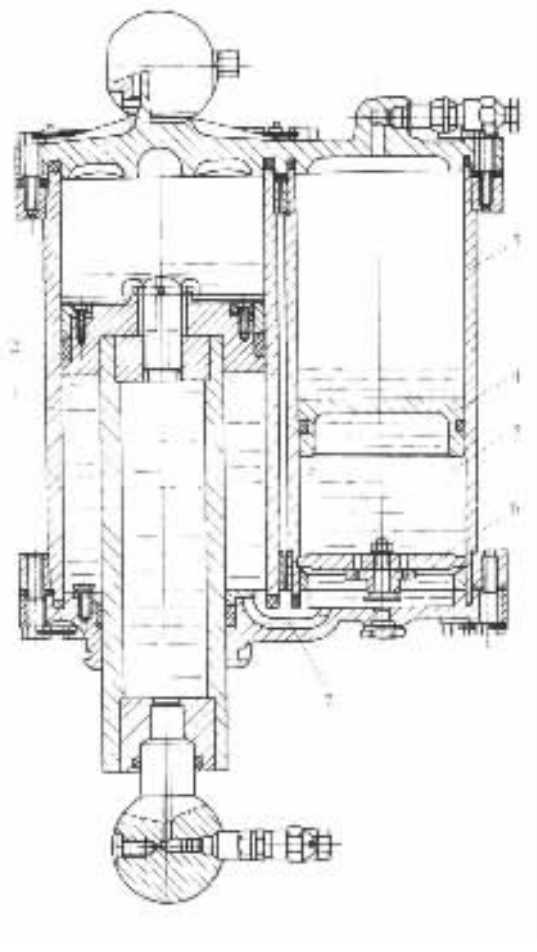


图 5－3－11 双气室(带反压气室)的油气弹簧

1－主工作缸;2－主活塞;3－副工作缸;4－浮动活塞;5－液腔;6－阻尼阀座;7－通道

3)两级压力式油气弹簧

两级压力式油气弹簧(图 5－3－12)的特点是,在工作活塞 1 的上方设有两个并列的气室,但两个气室的工作压力不同。主气室 A 内的气压与单气室油气弹簧的气室压力相近,而补偿气室 B 内的气压则较高。因此,两个气室不同时参加工作。其作用相当于钢板弹簧的主簧和副簧的作用。当弹簧载荷较小时,主气室首先参加工作,其中的气压随着载荷的增加而逐渐升高。当油气弹簧所承受的载荷增加到使主气室的气压稍超过补偿气室内的气压时,补偿气室方参加工作。此时,如果弹簧上的载荷继续增加时,补偿气室和主气室共同工作。这种结构使弹簧刚度的变化更加符合悬架性能的要求。

试读结束:需要全本请在线购买:www.ertongbook.com

从而可保证汽车空载和满载时悬架系统有大致相等的自然振动频率。

图 5－3－13 所示为两级压力式油气弹簧的构造。工作缸 1 通过球座 16 与车桥相连；而管形活塞 2、球形气室以及带有轴 4 的罩 3 连成一体，并与车架相连。两个气室内设有橡胶油气隔膜 8。在压缩行程中，工作缸向上运动，管形活塞内腔的液体经阻尼阀 6 进入第一级压力室 5 中。此时，如果载荷较小（工作缸中液体压力小于气室 9 内的气体压力）则通过阀 7 的油液不能推动气室 9 内的橡胶油气隔膜左移。第二级压力气室 9 不参加工作。当缸内液体压力超过第二级压力气室的气压时，油气隔膜左移，则两个气室同时工作。在压缩行程的全过程中，管形活塞的内腔还有一部分油液经圆周布置的常通小孔 13 进入逐渐增大的环形腔（缸壁与活塞间的空间）内。

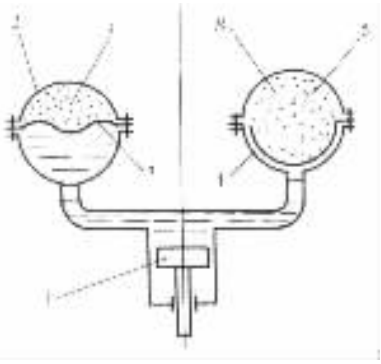


图 5－3－12　两级压力式油气弹簧示意图

1－工作活塞；2－第一级压力缸；3、4－橡胶油气隔膜；5－第二级压力缸 A－主气室；B－补偿气室

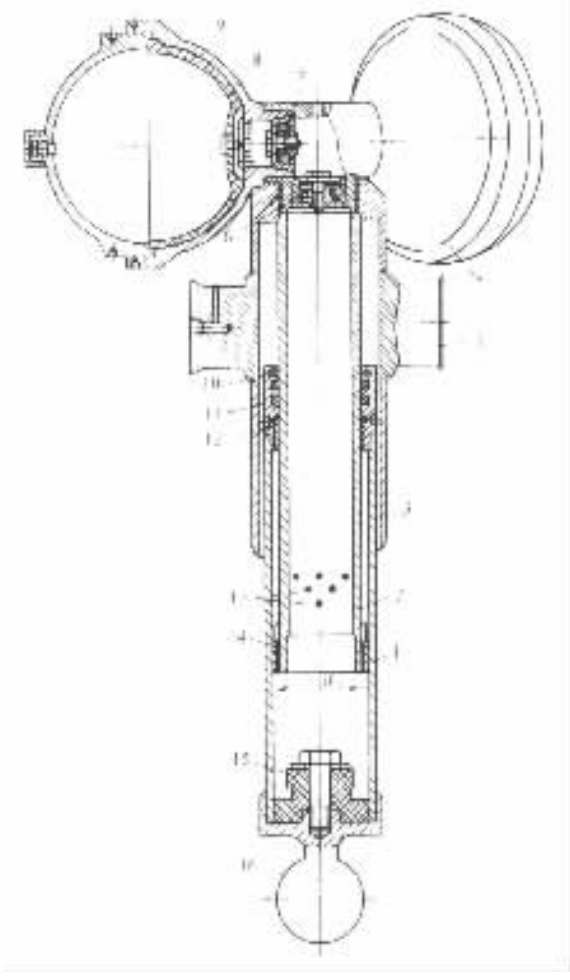


图 5－3－13　两级压力式油气弹簧

1－工作缸；2－管形活塞；3－罩；4－轴；5－第一级压力室；6、7－阻尼阀；8－橡胶油气隔膜；9－第二级压力室；10－毛毡油封；11－橡胶油封；12、14－导向衬套；13－常通孔；15－橡胶限位块；16－球座

在伸张行程中，由于缸内液体压力下降，气室内的气体反推油气隔膜，迫使油液经阻尼阀7和6返回工作缸。与此同时，环形腔内的油液经常通小孔也返回工作缸。在接近最大伸张行程时，这些小孔逐渐被工作缸体上的夹布胶木导向衬套12堵住，油液流动的阻力逐渐增大，因此也就增大了伸张行程的阻尼力。

在压缩行程终了时，橡胶限位块15的头部进入管形活塞下端的内部。这时活塞下面的油液，经夹布胶木衬套14和缸筒间的间隙排到环形腔中。橡胶限位块相当于一个缓冲器。

由上述可知，空气弹簧和油气弹簧都同螺旋弹簧一样，只能承受轴向载荷，故气体弹簧悬架中必须设置纵向和横向推力杆等导向机构。空气弹簧悬架中还必须有减振器。

气体弹簧可以借专门的控制阀（高度阀）自动调节气囊或气室的原始充气压力，以使车身离地高度保持一定（详见"四"）。

空气弹簧的质量比任何弹簧的都小，且寿命也较长，但高度尺寸较大，在布置上有一定困难，此外，其密封环节多，容易漏气。

油气弹簧应用于重型汽车上时，其体积和质量都较钢板弹簧小（质量可减小50%以上）。但油气弹簧对气体和油液的密封要求很高，因而对加工和装配的精度要求和对相对滑动的工作表面的粗糙度和耐磨性要求都很高。此外，油气弹簧的维护也较麻烦。

（五）橡胶弹簧

橡胶弹簧是利用橡胶本身的弹性来起弹性元件的作用。它可以承受压缩载荷（图5－3－14a）与扭转载荷（图5－3－14b）。其优点是单位质量的储能量较金属弹簧多，隔音性能好，工作无噪声，不需要润滑。因橡胶的内摩擦较大，因此橡胶弹簧具有一定的减振能力。橡胶弹簧多用作悬架的副簧和缓冲块。在某些汽车的悬架中也有用它作主簧的。例如，60年代的英国奥斯汀·吉普赛轻型越野车即采用扭转橡胶弹簧作为悬架主簧。

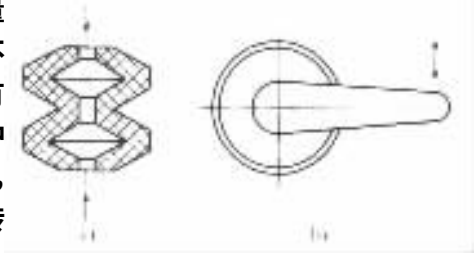


图5－3－14 橡胶弹簧
a）受压缩载荷；b）受扭转载荷

三、减振器

为加速车架和车身振动的衰减，以改善汽车的行驶平顺性，在大多数汽车的悬架系统内都装有减振器。减振器和弹性元件是并联安装的（图5－3－15）。

汽车悬架系统中广泛采用液力减振器。液力减振器的作用原理是当车架与车桥作往复相对运动时，而减振器中的活塞在缸筒内也作往复运动，则减振器壳体内的油液便反复地从一个内腔通过一些窄小的孔隙流入另一内腔。此时，孔壁与油液间的摩擦及液体分子内摩擦便形成对振动的阻尼力，使车身和车架的振动能量转化为热能，而被油液和减振器壳体所吸收，然后散到大气中。减振器阻尼力的大小随车架与车桥（或车轮）的相对速度的增减而增减，并且与油液粘度有关。要求减振器所用油液的粘度受温度变化的影响尽可能小；且具有抗汽化，抗氧化以及对各种金属和非金属零件不起腐蚀作用等性能。

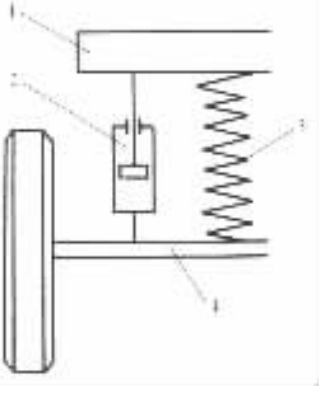


图5－3－15 减振器和弹性元件安装示意图
1－车架；2－减振器；
3－弹性元件；4－车桥

减振器的阻尼力愈大，振动消除得愈快，但却使并联的弹性元

件的作用不能充分发挥，同时，过大的阻尼力还可能导致减振器连接零件及车架损坏。为解决弹性元件与减振器之间的这一矛盾，对减振器提出如下要求：

1）在悬架压缩行程（车桥与车架相互移近的行程）内，减振器阻尼力应较小，以便充分利用弹性元件的弹性，以缓和冲击；

2）在悬架伸张行程（车桥与车架相对远离的行程）内，减振器的阻尼力应大，以求迅速减振；

3）当车桥（或车轮）与车架的相对速度过大时，减振器应当能自动加大液流通道截面积，使阻尼力始终保持在一定限度之内，以避免承受过大的冲击载荷。

在压缩和伸张两行程内均能起减振作用的减振器称为双向作用式减振器。另有一种减振器仅在伸张行程内起作用，称为单向作用式减振器。目前汽车上广泛采用双向作用筒式减振器。

（一）双向作用筒式减振器

双向作用筒式减振器一般都具有四个阀（图 5－3－16），即压缩阀 6、伸张阀 4、流通阀 8 和补偿阀 7。流通阀和补偿阀是一般的单向阀，其弹簧很弱，当阀上的油压作用力与弹簧力同向时，阀处于关闭状态，完全不通液流；而当油压作用力与弹簧力反向时，只要有很小的油压，阀便能开启。压缩阀和伸张阀是卸载阀，其弹簧较强，预紧力较大，只有当油压增高到一定程度时，阀才能开启；而当油压减低到一定程度时，阀即自行关闭。

双向作用筒式减振器的工作原理可按图 5－3－16，分为压缩和伸张两个行程加以说明。

压缩行程　当汽车车轮滚上凸起或滚出凹坑时，车轮移近车架（车身），减振器受压缩，减振器活塞 3 下移。活塞下面的腔室（下腔）容积减小，油压升高，油液经流通阀 8 流到活塞上面的腔室（上腔）。由于上腔被活塞杆 1 占去一部分，上腔内增加的容积小于下腔减小的容积，故还有一部分油液推开压缩阀 6，流回储油缸 5。这些阀对油液的节流便造成对悬架压缩运动的阻尼力。

伸张行程　当车轮滚进凹坑或滚离凸起时，车轮相对车身移开，减振器受拉伸。此时减振器活塞向上移动。活塞上腔油压升高，流通阀 8 关闭。上腔内的油液便推开伸张阀 4 流入下腔。同样，由于活塞杆的存在，自上腔流来的油液还不足以充满下腔所增加的容积，下腔内产生一定的真空度，这时储油缸中的油液便推开补偿阀 7 流入下腔进行补充。此时，这些阀的节流作用即造成对悬架伸张运动的阻尼力。

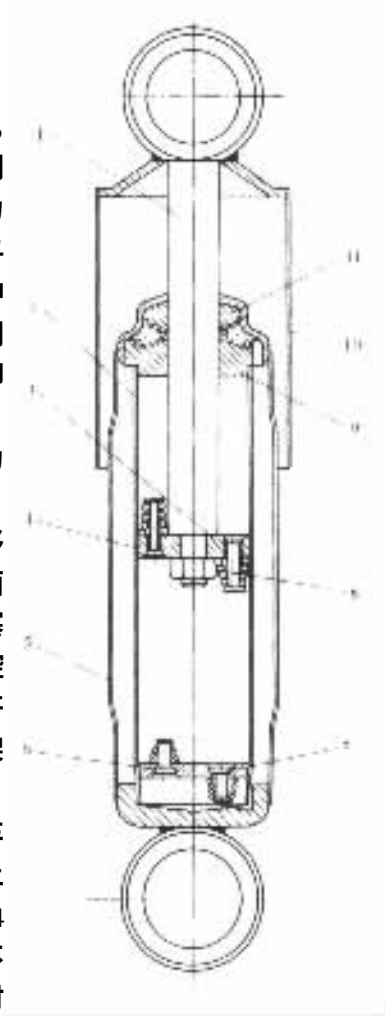


图 5－3－16　双向作用筒式减振器示意图

1－活塞杆；2－工作缸筒；3－活塞；4－伸张阀；5－储油缸筒；6－压缩阀；7－补偿阀；8－流通阀；9－导向座；10－防尘罩；11－油封

压缩阀的节流阻力应设计成随活塞运动速度而变化。例如，当车架或车身振动缓慢（即活塞向下的运动速度低）时，油压不足以克服压缩阀弹簧的预紧力而推开阀门。此时多余部分的油液便经一些常通的缝隙（图上未画出）流回储油腔。当

车身振动剧烈，即活塞向下运动的速度高时，则活塞下腔油压骤增，达到能克服压缩阀弹簧的预紧力时，便推开压缩阀，使油液在很短的时间内，通过较大的通道流回储油缸。这样，油压和阻尼力都不致超过一定限度，以保证压缩行程中弹性元件的缓冲作用得到充分发挥。

同样，伸张行程中减振器的阻尼力也应设计成随活塞运动速度而变化。当车轮向下运动速度不大（即活塞向上的运动速度不大）时，油液经伸张阀的常通孔隙（图上未画出）流入下腔，由于通道截面积很小，便产生较大的阻尼力，从而消耗了振动能量，使振动迅速衰减。当车身振动剧烈时，活塞上移速度增大到使油压足以克服伸张阀弹簧的预紧力时，伸张阀开启，通道截面积增大，使油压和阻尼力保持在一定限度以内。这样，可使减振器及悬架系统的某些零件不会因超载而损坏。

由于伸张阀弹簧的刚度和预紧力比压缩阀的大，在同样的油压力作用下，伸张阀及相应的常通缝隙的通道截面积总和小于压缩阀及相应的常通缝隙的通道截面积总和。这就保证了减振器在伸张行程内产生的阻尼力比压缩行程内产生的阻尼力大得多。

根据上述工作原理所设计的各种双向作用筒式减振器，其构造均大同小异。

图 5－3－17 所示为解放 CA1091 型汽车上所用的双向作用筒式减振器。它有三个同心钢筒：防尘罩 21、储油缸筒 20 和工作缸筒 19。防尘罩与活塞杆和用以连接车架的上吊环 26 焊接在一起。工作缸筒装于储油缸筒内，并用螺母 27 通过密封圈 25 和导向座 22 压紧。储油缸筒的下端焊有用以连接车桥的下吊环 10。在减振器工作时，这两个缸筒是作为一个整体一起随车桥而运动的。储油缸筒与工作缸筒之间形成储油腔，内装减振油液，但不装满，工作缸筒内则充满减振油液。活塞杆 18 穿过工作缸筒和储油缸筒的密封装置而伸入工作缸筒内。在活塞杆的下端用压紧螺母 9 固定着活塞 4。活塞的头部有内外两圈沿圆周均布的轴向通孔，外圈 10 个孔的直径大于内圈 10 个孔的直径。在活塞头部上端面上，有仅能盖住外圈通孔的流通阀 3，用弹簧片 2 压紧，并由流通阀限位座 1 限位。在活塞头部下端面上均匀分布四个小槽，当伸张阀 5 被压紧时，便形成四个缺口，该缺口为常通的缝隙，在压缩或伸张行程中减振油液均可通过此缺口流动。在伸张阀与压紧螺母之间装有调整垫片 8，用以调整伸张阀弹簧 7 的预紧力。在工作缸下端装有支承座圈 11，座圈孔上端面有两个小缺口，与装在它上面的星形补偿阀 15 形成两个缝隙，作为工作腔和储液腔之间的常通缝隙。补偿阀中央有孔，孔中装着压缩阀杆 16，阀杆上部钻有中心孔，且阀杆圆柱面上有两个圆孔与中心孔相通。在压缩阀杆上滑套着压缩阀 14，不工作时，压缩阀在压缩弹簧 13 作用下，其上端面紧压在补偿阀 15 上，内部形成一锥形小空腔。此时油液经阀杆上的中心孔及圆孔仅能流到锥形小空腔中，而与储油腔隔绝。

座圈 11 上端在安装好以后翻边，将补偿阀弹簧片 17 紧压在阀杆 16 顶端边缘，成为不可拆的。

工作缸的上部装有密封装置和导向座。密封装置由橡胶密封圈 25、橡胶油封 28、油封盖 29、油封垫圈 30、油封弹簧 24 及储油缸螺母 27 组成。橡胶密封圈 25 用以密封工作缸的周缘，而橡胶油封 28 用以密封活塞杆。当活塞杆往复运动时，杆上的油液被密封件刮下，经导向座 22 上的径向小孔流回储油缸。导向座 22 用来为活塞杆导向。

图 5－3－18 所示为捷达轿车后悬架中所采用的双向作用筒式减振器的伸张阀和压缩阀组件。其结构与上述双向作用筒式减振器基本相同，工作原理完全一样。

（二）新型减振器

1. 充气式减振器

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

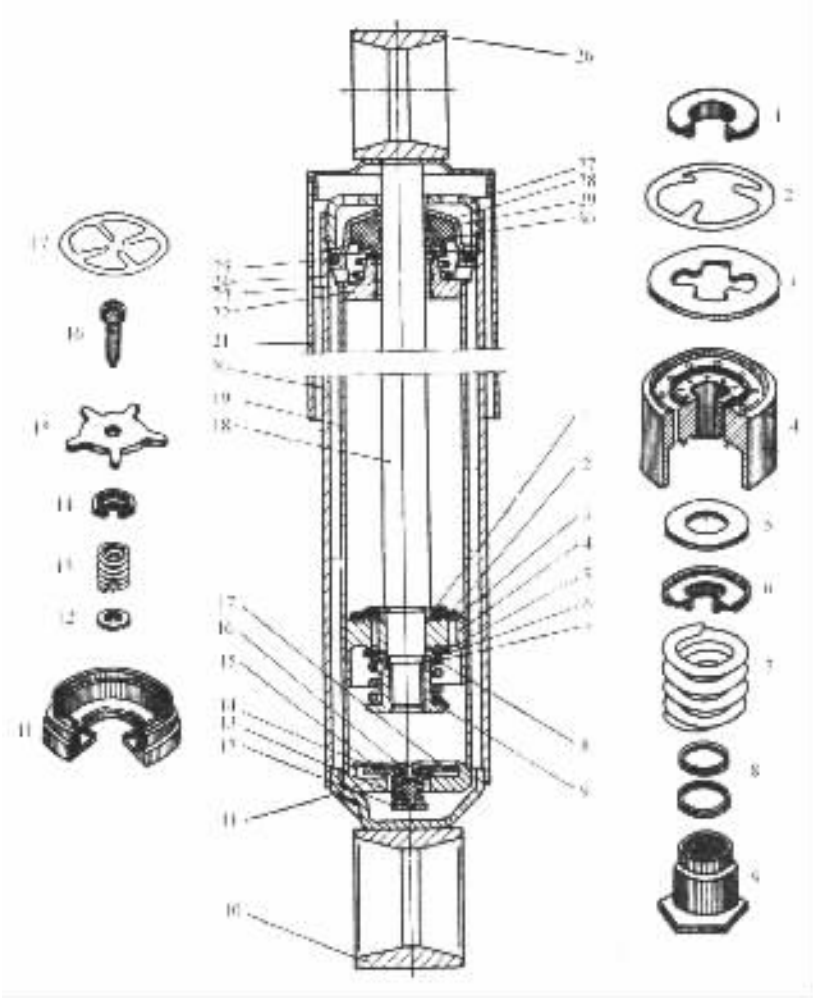


图 5－3－17　解放 CA1091 型汽车筒式减振器

1－流通阀限位座；2－流通阀弹簧片；3－流通阀；4－活塞；5－伸张阀；6－支承座圈；7－伸张阀弹簧；8－调整垫片；9－压紧螺母；10－下吊环；11－支承座；12－压缩脚弹簧座；13－压缩阀弹簧；14－压缩阀；15－补偿阀；16－压缩阀杆；17－补偿阀弹簧片；18－活塞杆；19－工作缸筒；20－储油缸筒；21－防个罩；22－导向座；23－衬套；24－油封弹簧；25－密封圈；26－上吊环；27－储油缸螺母；28－油封；29－油封盖；30－油封垫圈

充气式减振器是 60 年代以来发展起来的一种新型减振器。图 5－3－19 所示为一种轿车上用的充气式减振器，其结构特点是在缸筒的下部装有一个浮动活塞 2，在浮动活塞与缸筒一端形成的密闭气室 1 中，充有高压（2～3MPa）的氮气。在浮动活塞的上面是减振器油液。浮动活塞上装有大断面的 O 形密封圈，它把油和气完全分开，故此活塞亦称封气活塞。工作活塞 7 上装有随其运动速度大小而改变通道截面积的压缩阀 4 和伸张阀 8。此二阀均由一组厚度相同，直径不等，由大到小而排列的弹簧钢片组成。

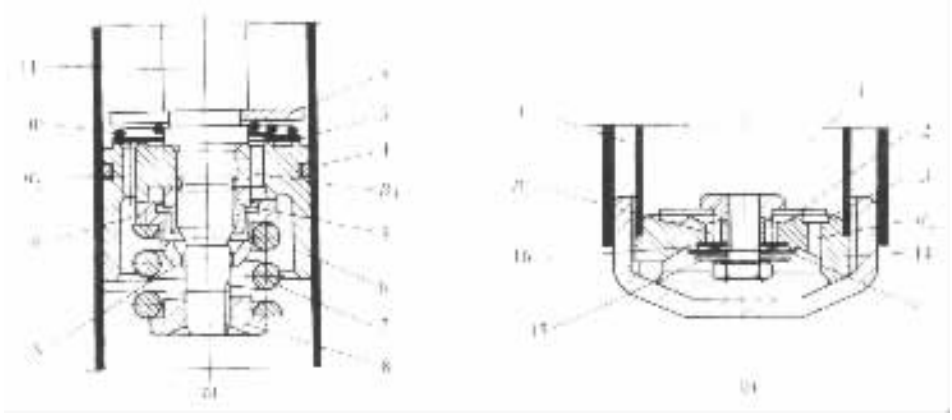


图 5－3－18 捷达轿车后减振器的伸张阀和压缩阀组件

a)活塞及伸张阀组件；b)压缩阀组件

1－工作缸筒；2－流通阀限位座；3－流通阀片；4－活塞密封环；5－螺母；6－活塞；7－伸张阀弹簧；8－压紧螺母；9－伸张阀；10－流通阀锥形弹簧；11－活塞杆；12－补偿阀锥形弹簧；13－补偿阀；14－压缩阀座；15－压缩阀；16－阻通阀；A－工作腔；B_1、B_2－活塞内外圈通孔；B_3、B_4－压缩阀座内外圈通孔；C、S－环形缝隙；e－压缩阀上层阀片的缺口

当车轮上下跳动时，减振器的工作活塞在油液中作往复运动。使工作活塞的上腔和下腔之间产生油压差，压力油便推开压缩阀或伸张阀而来回流动。由于阀对压力油产生较大的阻尼力，消耗了振动能量，使振动衰减。

由于活塞杆的进出而引起的缸筒容积的变化，则由浮动活塞的上下运动来补偿。因此这种减振器不需储液缸筒，所以亦称单筒式减振器。而前述的双向作用筒式减振器又称双筒式减振器。

充气式减振器与双向作用筒式减振器相比较，具有以下优点：

(1)由于采用浮动活塞而减少了一套阀门系统，使结构大为减化，零件数约减少 15%。

(2)由于减振器内充有高压气体，能有效地减少车轮受到突然冲击时产生的高频振动，并有助于消除噪声。实践证明，充气式减振器能改善汽车的行驶平顺性和轮胎的接地性。

(3)在防尘罩直径相同的情况下，充气式减振器的工作缸和活塞直径比双筒式减振器大，所以在每厘米行程中流经阀的流量较双筒式减振器大几倍，故在同样泄流的不利工作条件下，它比双筒式能更可靠地保证产生足够的阻尼力。

(4)充气式减振器由于内部具有高压气体和油气被浮动活塞隔开，消除了油的乳化现象。

充气式减振器的缺点是对油封要求高；充气工艺复杂，不能修理；以及当缸筒受到外界物体的冲击而产生变形时，减振器就不能工作。

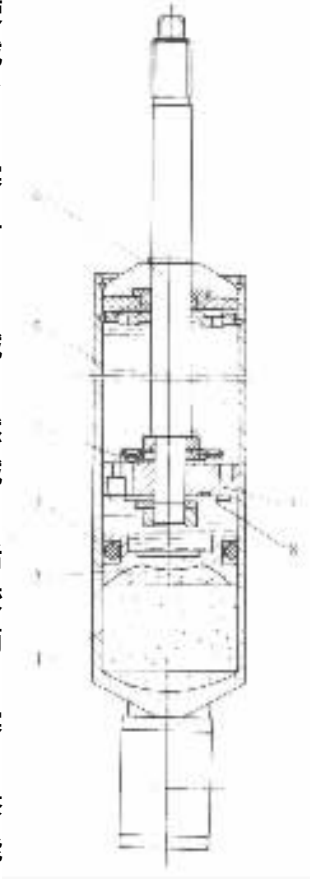


图 5－3－19 充气式减振器

1－密封气室；2－浮动活塞；3－O 形密封阀；4－压缩阀；5－工作缸；6－活塞杆；7－工作活塞；8－伸张阀

2. 阻力可调式减振器

试验研究证明，悬架系统中理想的阻力特性应该是随着使用因素(如道路条件、载荷)的变化而改变，即减振器的阻力应和悬架

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

系统的参数有恰当的匹配关系。当悬架系统的某一参数发生变化时，减振器的阻力也应随之而改变，从而可保证悬架系统有良好的振动特性。

图 5－3－20 所示为高级轿车上所用的阻力可调式减振器示意图。

装有这种阻力可调式减振器的悬架系统采用了刚度可变的空气弹簧。其工作过程是，当汽车的载荷增加时，空气囊中的气压升高，则气室 2 内的气压也随之升高，而膜片向下移动与弹簧 3 产生的压力相平衡。与此同时，膜片带动与它相连的柱塞杆 4 和柱塞 5 下移，因而使得柱塞相对空心连杆 1 上的节流孔 6 的位置发生变化，结果减小了节流孔的通道截面积。也就是减少了油液流经节流孔的流量，从而增加了油液流动阻力。反之，当汽车载荷减小时，柱塞上移，增大了节流孔的通道截面积，结果减小了油液的流动阻力。因此达到了随着汽车载荷的变化而改变减振器阻力的目的。这种阻力可调式减振器正在被日益重视，将有可能逐步推广应用到各种车辆上去。

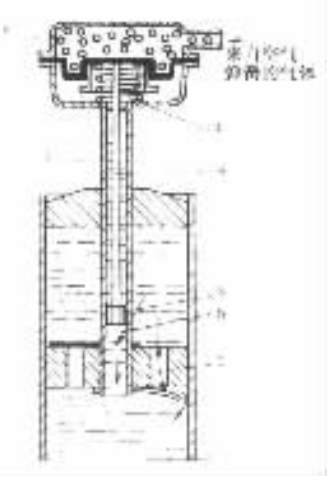


图 5－3－20 阻力可调式减振器

1－空心连杆；2－气室；3－弹簧；4－柱塞杆；5－柱塞；6－节流孔；7－活塞

四、非独立悬架

非独立悬架因其结构简单，工作可靠，而被广泛应用于货车的前、后悬架。在轿车中，非独立悬架仅用于后桥。

悬架的结构，特别是导向机构的结构，随所采用的弹性元件不同而有差异，而且有时差别很大。采用螺旋弹簧、气体弹簧时需要有较复杂的导向机构。而采用钢板弹簧时，由于钢板弹簧本身可兼起导向机构的作用，并有一定的减振作用，使得悬架结构大为简化。因而在非独立悬架中大多数采用钢板弹簧作为弹性元件。

（一）纵置板簧式非独立悬架

钢板弹簧通常是纵向安置的。图 5－3－21 所示为解放 CA1091 型汽车的前悬架。钢板弹簧 2 中部用两个 U 形螺栓 3 固定在前桥上。弹簧两端的卷耳孔中压入衬套。前端卷耳用钢板弹簧销 15 与前支架 1 相连，形成固定的铰链支点；而后端卷耳则通过钢板弹簧吊耳销 14 与用铰链挂在后支架 10 上可以自由摆动的吊耳 9 相连接。从而保证了弹簧变形时两卷耳中心线间的距离有改变的可能。这种用铰链和吊耳将钢板弹簧两端固定在车架上的结构是目前广泛采用的一种连接形式。

解放 CA1091 型汽车的钢板弹簧销钻有轴向油道及径向油道，通过滑脂嘴将锂基润滑脂 2 号加至衬套处，以资润滑。使用时，应注意定期加滑脂，以免磨损加剧。

为加速振动的衰减，改善驾驶员的乘坐舒适性，在货车的前悬架中一般都装有减振器，而货车后悬架则不一定装减振器。

解放 CA1091 型汽车前悬架装设的是双向作用筒式减振器 8。减振器的上下两吊环通过橡胶衬套和减振器连接销 13 分别与固定在车架和车桥上的上、下支架 7、12 相连接。

在钢板弹簧盖板 4 上装有橡胶缓冲块 5，以限制弹簧的最大变形并防止弹簧直接撞击车架。

图 5－3－22 所示为东风 EQ1090E 型汽车前悬架，钢板弹簧 2 的前端为固定铰链连接，而

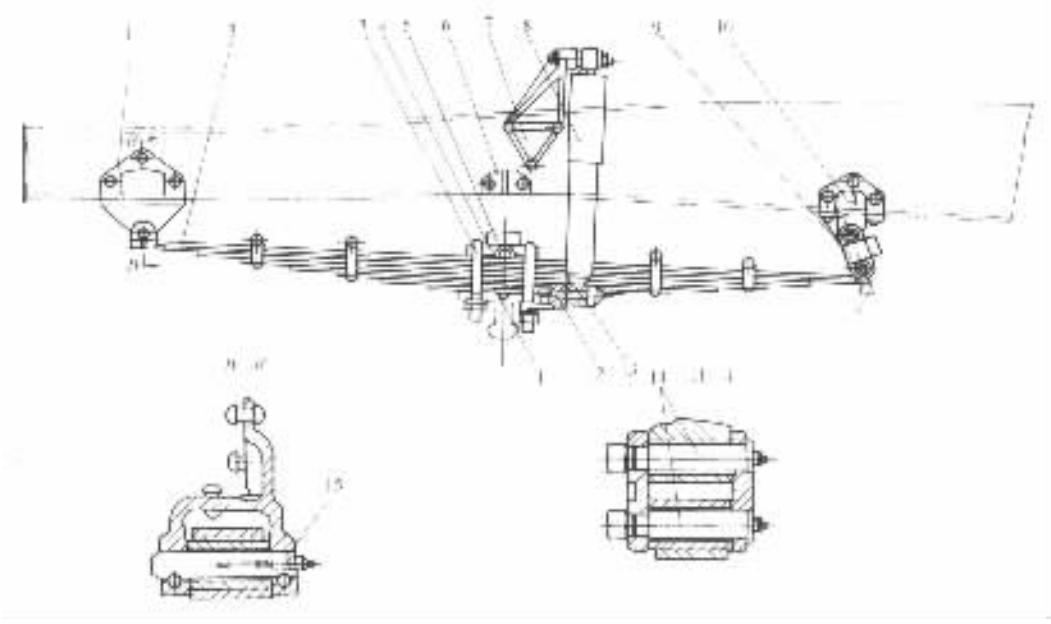


图 5－3－21 解放 CA1091 型汽车的前悬架

1－钢板弹簧前支架；2－前钢板弹簧；3－U 形螺栓；4－前板簧盖板；5－缓冲块；6－限位块；7－减振器上支架；8－减振器；9－吊耳；10－吊耳支架；11－中心螺栓；12－减振器下支架；13－减振器连接销；14－前板簧吊耳销；15－钢板弹簧销

后端则采用滑板式支承来代替吊耳式结构。由于钢板弹簧变形时，主片与弧形滑块 7 的接触点是变动的，因而由于弹簧工作长度的变化，其刚度略有变化。为避免钢板弹簧变形时直接摩擦支架，在后支架 8 上装有滑块 7 和两侧的垫板 9。弹簧第二片后端带有直角弯边，弹簧下落时借此直角弯边支靠于支架下端的限位螺栓上，以防止钢板弹簧从支架中脱出而发生事故。这种滑板式支承，结构简单，拆装方便，且不需润滑。因此也较为广泛地应用于货车。

东风 EQ1090E 型汽车的前后钢板弹簧的弹簧片采用了单面双槽的断面，与矩形断面的弹簧片相比，其疲劳寿命提高 30%，材料消耗下降 10%。

钢板弹簧两端采用橡胶块支承的前悬架结构形式示于图 5－3－23。钢板弹簧没有卷耳，其两端插入厚壁的橡胶支承垫 3 和 15 中，靠橡胶变形保证弹簧变形时两端的相对移动。，纵向力、侧向力直接由橡胶支承垫传至车架。采用这种结构的优点是主片不易损坏，无需润滑，有良好的消除噪声能力，但钢板弹簧的纵向移动量受到限制，因此这种结构只有在比较长而且刚度较大的钢板弹簧上才采用。例如，我国第一汽车制造厂早年生产的 2.5t 越野汽车的前悬架即为此种结构形式。

两个 U 形螺栓 11 间的距离应尽可能小，因这一距离增加时，就会减少钢板弹簧的有效工作长度，这不仅增加弹簧的刚度，而且使得钢板弹簧的应力增高，从而降低了它的使用寿命。因此在该结构中固定钢板弹簧的两个 U 形螺栓都是倾斜的，以减小二者上端之间的距离。

在弹簧盖板 10 及车架上分别装有主、副缓冲块 9 和 12，以限制弹簧的最大变形。

货车后悬架所承受的载荷因汽车行驶时实际装载质量不同而在很大范围内变化，因而为保持车身自然振动频率不变或变化很小，悬架刚度应当是可变的，而且变化幅度应较前悬架为大。一般措施是在后悬架中加装副簧。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

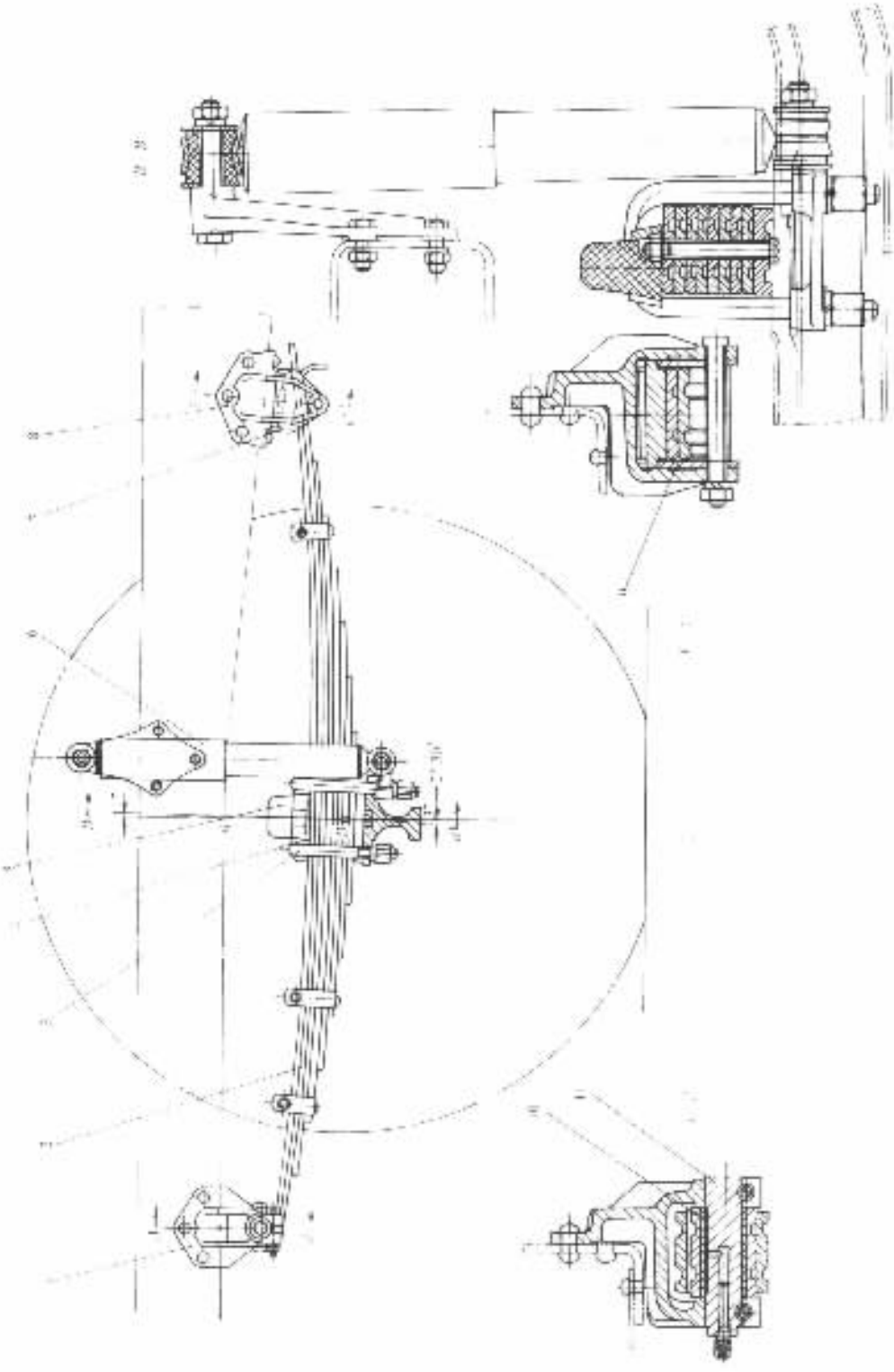


图 5－3－22 东风 EQ1090E 型汽车的前悬架

1－前支架；2－钢板弹簧；3－U 形螺栓；4－盖板；5－缓冲块；6－减振器；7－滑块；8－后支架；9－垫板；10－塑料衬套；11－钢板弹簧销

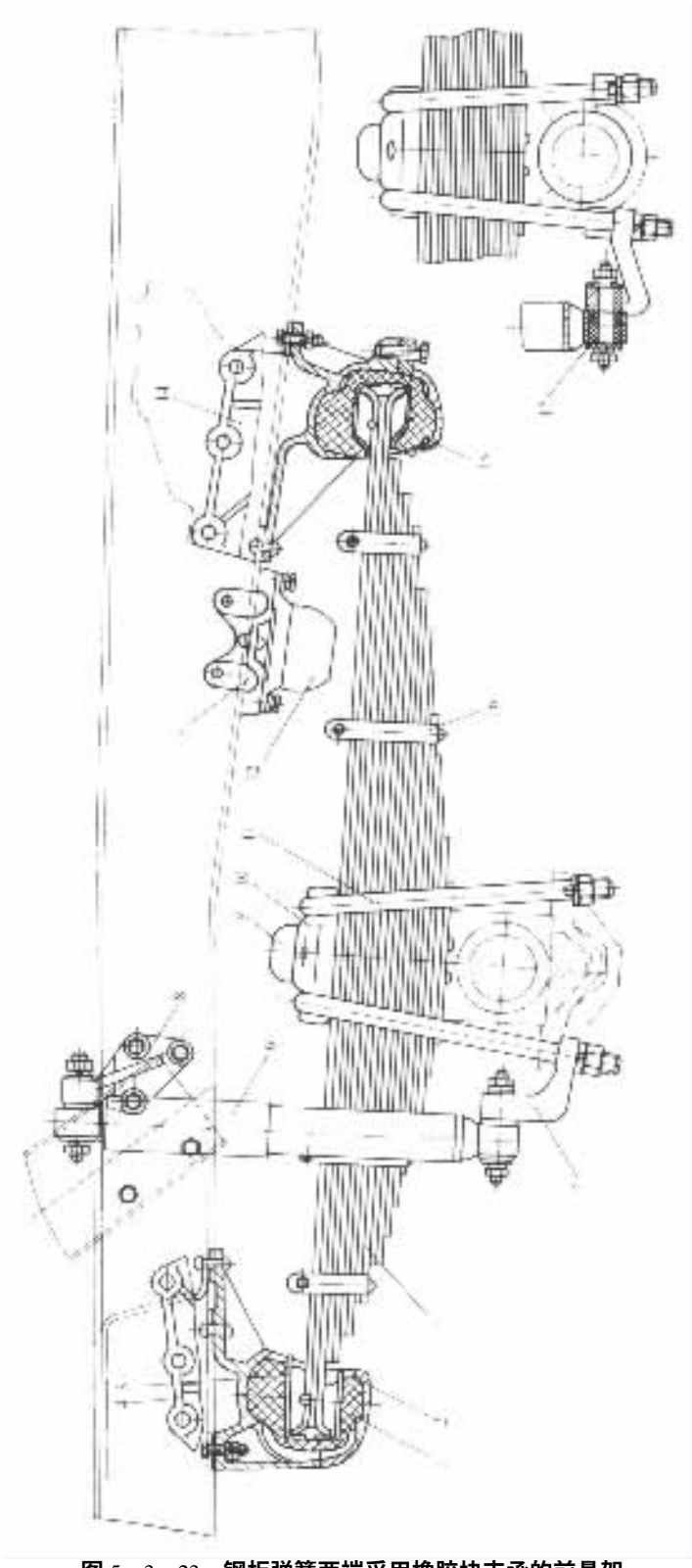


图 5－3－23 钢板弹簧两端采用橡胶块支承的前悬架

1－钢板弹簧；2－前支架底盖；3、15－橡胶支承垫；4－前支架；5－支承盘；6－筒式减振器；7－减振器下支架；8－减振器上支架；9－主缓冲块；10－盖板；11－U形螺栓；12－副缓冲块；13－副缓冲块支架；14－后支架；16－弹簧夹；17－橡胶衬套

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

图 5－3－24 所示为东风 EQ1090E 型汽车后悬架，由主钢板弹簧和副钢板弹簧叠合而成，是中型货车后悬架常用的结构形式。从受力情况而言，主、副钢板弹簧是并联的。

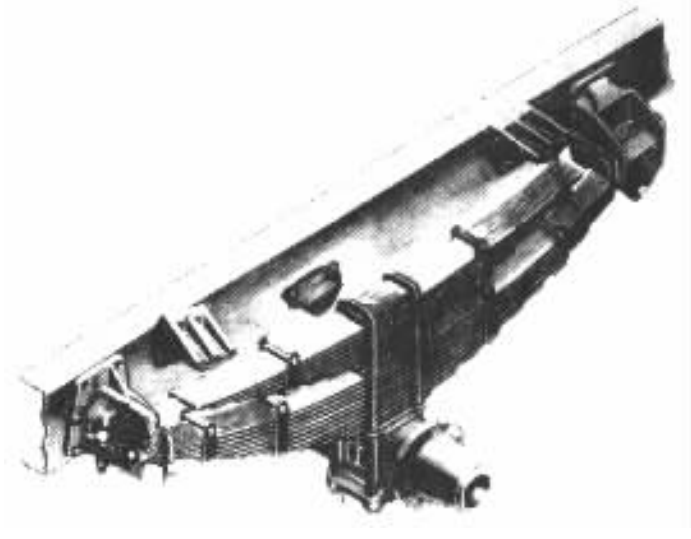


图 5－3－24　东风 EQ1090E 型汽车后悬架

当汽车空载或实际装载质量不大时，副簧不承受载荷而由主簧单独工作。在重载或满载情况下，车架相对车桥下移，使车架上的副簧滑板式支座与副簧接触，即主、副簧共同参加工作，一起承受载荷而使悬架刚度增大，以保证车身振动频率不致因载荷增大而变化过大。

这种结构形式的悬架，其主要缺点是刚度的增加很突然，对汽车行驶平顺性不利。

为提高汽车的平顺性，有的轻型货车上采用将副簧置于主簧下面的渐变刚度钢板弹簧，如图 5－3－25 所示的后悬架。主簧 3 由五片较薄钢板弹簧片组成，副簧 4 由五片较厚的弹簧片组成，它们用中心螺栓 6 固定在一起，在小载荷时，仅主簧起作用，而当载荷增加到一定值时，副簧开始与主簧接触，悬架刚度随之相应提高，弹簧特性变为非线性。当副簧全部接触后，弹簧特性又变为线性的。这种渐变刚度钢板弹簧的特点是副簧逐渐地起作用，因此悬架刚度的变化比较平稳，从而改善了汽车行驶平顺性。但在使用中因主簧与副簧之间容易存积泥垢，对悬架刚度的渐变有一定影响。如果在主、副簧外装上护套，则可消除此缺点。

图 5－3－26 所示为南京依维柯轻型货车的后悬架。它就是渐变刚度钢板弹簧。其主簧由厚度为 9mm 的 4 片（或 3 片）和副簧厚度为 15mm 的 2 片（或 3 片）组成几种车型的渐变刚度钢板弹簧。它的卷耳与弹簧销之间均装有橡胶衬套，可借其弹性变形来保证卷耳对弹簧销的相对转动。而且橡胶衬套的内外表面对弹簧销和卷耳都没有相对滑动，故不需润滑，使维护工作简化，同时提高了弹簧销的使用寿命。但使用中应注意防止各种油类侵入橡胶衬套。

解放 CA1040 系列轻型载货汽车后悬架的弹性元件也是纵置少片变截面渐变刚度的钢板弹簧，如图 5－3－27 所示。其主簧是由 3 片等长厚度从中间的 12mm 变到端部为 8mm 的变截面钢板弹簧组成。其余不等长的 3 片为副簧，置于主簧的下面形成渐变刚度的钢板弹簧。

（二）螺旋弹簧非独立悬架

图 5－3－28 所示为红旗 CA7220 型和奥迪 100 型轿车的后悬架，它是螺旋弹簧非独立悬架。螺旋弹簧套在减振器的外面一减振器的下连接环用螺栓与焊在后轴 3 上的支座相连。弹

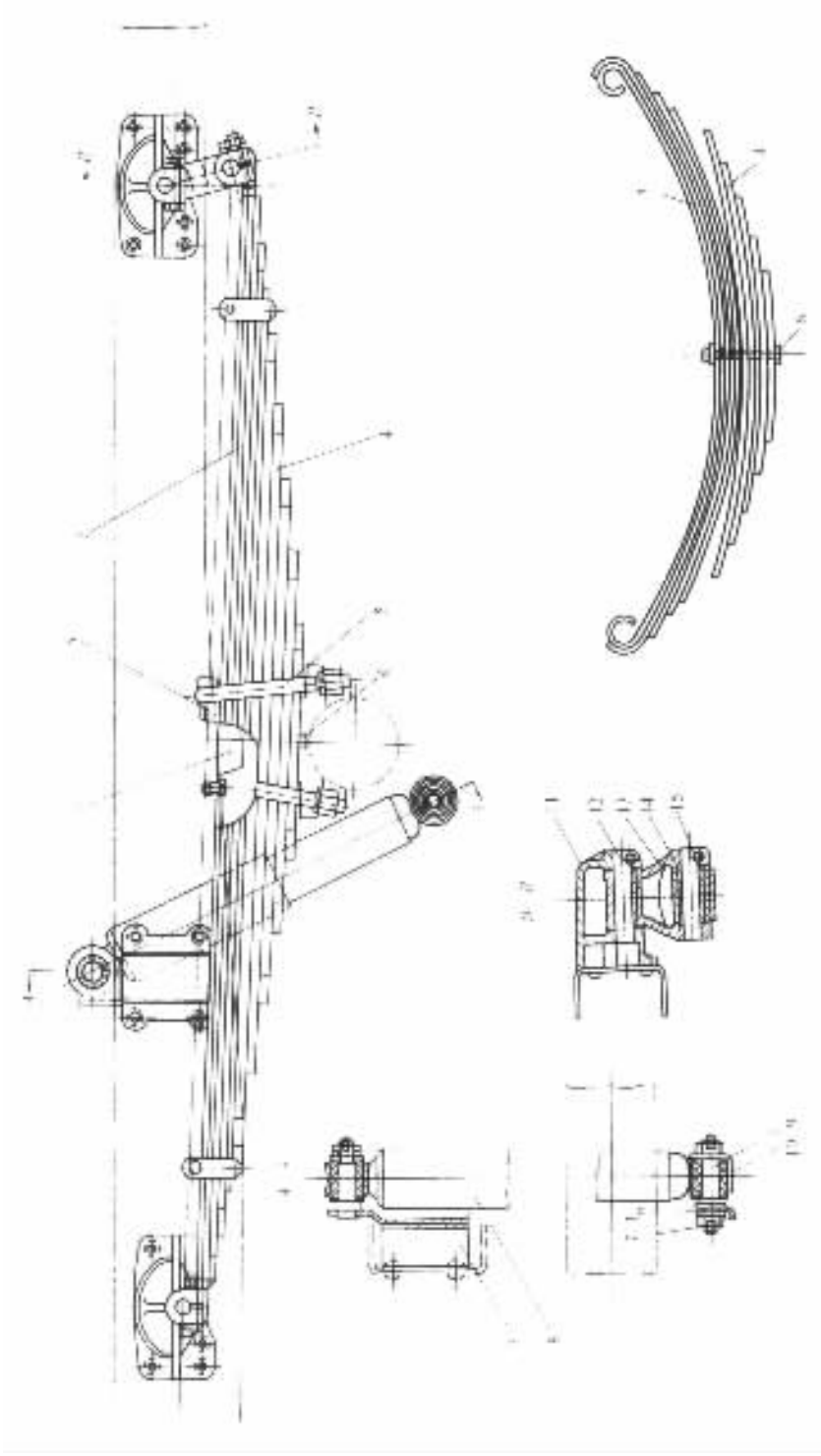


图 5－3－25 渐变刚度钢板弹簧后悬架

1－缓冲块；2－上盖板；3－主钢板弹簧；4－副钢板弹簧；5－U 形螺栓；6－中心螺栓；7－减振器支架；8－筒式减振器；9－减振器下轴销；10－橡胶衬套；11－支架；12－吊耳销；13－吊耳；14－尼龙衬套；15－钢板弹簧销

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

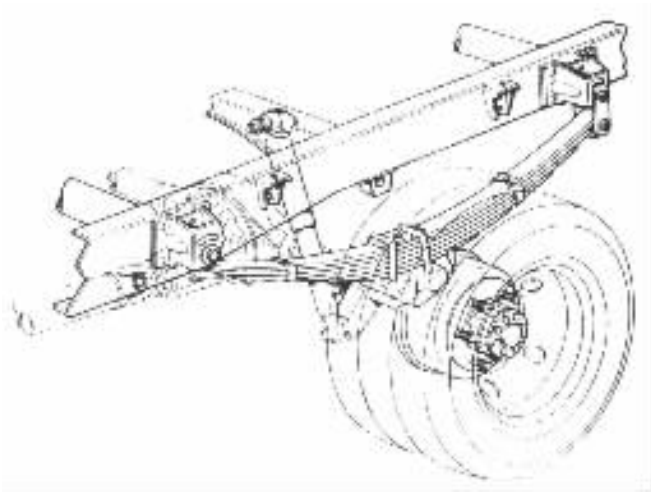


图 5－3－26 南京依维柯轻型货车后悬架示意图

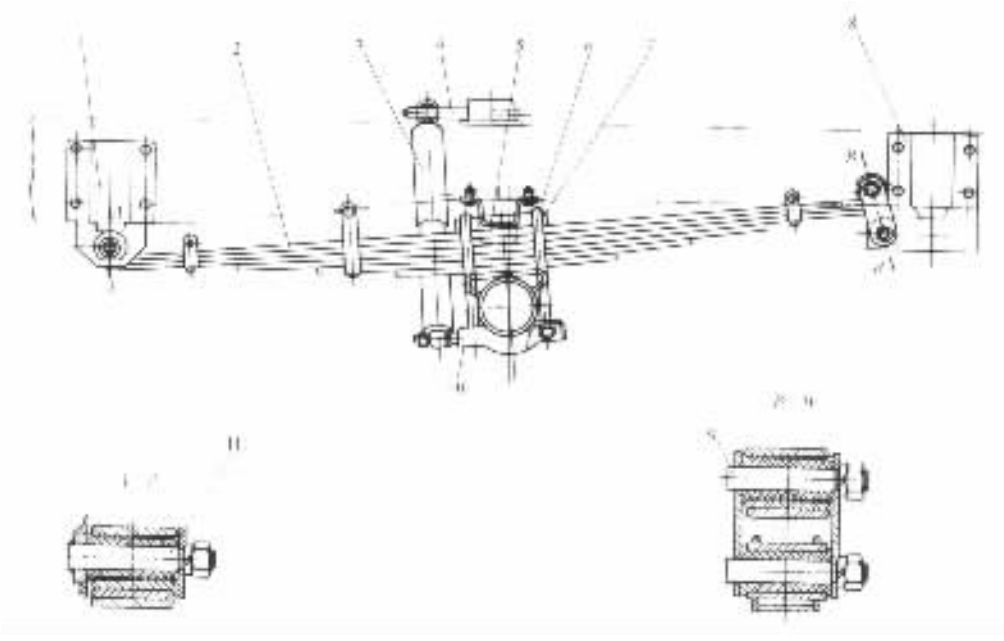


图 5－3－27 解放 CA1040 系列轻型载货汽车后悬架

1－前支架总成；2－钢板弹簧(少片变截面渐变刚度钢板弹簧)；3－双向作用筒式减振器；4－减振器上支架；5－缓冲块总成；6－U 形螺栓；7－上盖板；8－后支架总成；9. 吊耳总成；10－压板；11－前销总成

簧下座紧套在减振器缸筒外面，并由减振器外筒上沿圆周分布的三个凸台限位。弹簧上座用螺栓紧固在车身底板上。弹簧和弹簧上座之间装有弹簧软垫，防止车轮的高频振动传给车身。在弹簧上座和车身之间还装有橡胶隔振块，它除起隔振作用外还可保证减振器的上铰链点不发生运动干涉。

左右车轮用一根整体轴 3 相连，纵向推力杆 1 的后端与车轴焊在一起，其前端头部有孔，孔中装有橡胶衬套，连接螺栓穿过橡胶衬套与车身相连，并形成橡胶铰链点。车轮跳动时，整

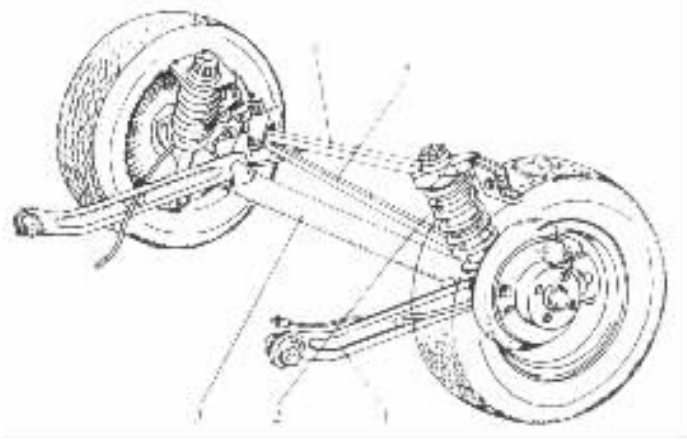


图 5－3－28 螺旋弹簧非独立悬架

1－纵向推力杆；2－螺旋弹簧和减振器总成；3－后轴；4－加强杆；5－横向推力杆

个后轴在汽车纵向平面内绕左右橡胶铰链中心连线摆动。与此同时，左右车轮还绕横向推力杆 5 与车身的铰链点在汽车的横向平面内摆动。由于这些铰链点都采用橡胶衬套，故可消除两个方向摆动的干涉。

螺旋弹簧非独立悬架一般只用做轿车的后悬架。其纵、横向推力杆是悬架的导向机构，是用来承受和传递车轴和车身之间的纵向和横向作用力及其力矩。加强杆 4 的作用是加强横向推力杆的安装强度，并可使车身受力均匀。

（三）空气弹簧非独立悬架

图 5－3－29 所示为空气弹簧非独立悬架示意图。囊式空气弹簧 5 的上下端分别固定在车架和车桥（或与车桥相连的支架）上。从压气机 1 产生的压缩空气经油水分离器 10 和压力调节器 9 进入贮气筒 8。压力调节器可使贮气筒中的压缩空气保持一定的压力。储气罐 6 通过管路与两个（或几个）空气弹簧相通。储气罐和空气弹簧中的空气压力由车身高度调节阀 3 控制。空气弹簧和螺旋弹簧一样只能传递垂直力，其纵向力和横向力及其力矩也是由纵向推力杆和横向推力杆（图中未画出）来传递。这种悬架中也要装有减振器（图上未示出）。

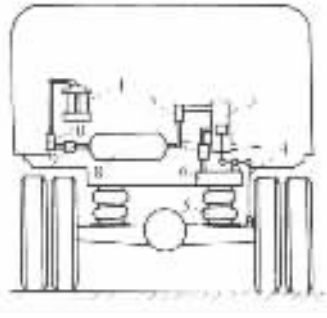


图 5－3－29 空气弹簧非独立悬架示意图

1－压气机；2、7－空气滤清器；3－车身高度控制阀；4－控制杆；5－空气弹簧；6－储气罐；8－贮气筒；9－压力调节器；10－油水分离器

为提高汽车行驶平顺性，希望将弹簧做得尽可能柔软。但如果弹簧太软，在汽车空车和满载时，弹簧的变形数值会相差很大。空车时车身将被抬得很高，满载时车身则被压得很低，出现经常碰撞缓冲块的现象。而不同类型的汽车在使用中提出不同的要求：对重型矿用车及大型客车而言，要求空车与满载时的车身高度相等；对于轿车，要求在好路上降低车身高度，以便高速行驶；在坏路上提高车身，以便增大通过能力。这说明在保证行驶平顺性的前提下，车身高度与汽车使用要求之间存在着较大的矛盾。为此应该对车身高度进行调节。

采用空气弹簧悬架时，容易实现车身高度的自动调节。在装有压气机的汽车上，一般用随载荷的不同而改变空气弹簧内的空气压力的方法来达到这个目的。图 5－3－29 上所示的高度控制

本作品为 CNKI 独家授权 www.cnki.net 禁止转载

阀 3 即起这个作用。高度阀固定在车架上，通过控制杆 4 与车桥相连。高度阀体内有两个阀：通气源的充气阀和通大气的放气阀。这两个阀均由控制杆操纵。当汽车载荷增加，车桥移近车架时，控制杆上升，通过摇臂机构打开充气阀，压缩空气便进入空气弹簧，使车架和车身升高，直到恢复车身与车桥的原定距离为止。而当载荷减小车桥远离车架时，控制杆下移，打开放气阀，则空气弹簧内的空气排入大气，车身和车架随即降低直到原定数值。

图 5－3－30 所示为客车上应用的一种车身高度控制阀。摇臂 3 的一端用花键与轴 4 相连，轴 4 又与摆臂 2 相连，摆臂 2 的另一端连接控制杆（图 5－3－29）。当控制杆上下运动时，摆臂绕轴 4 上下摆动，带动摇臂 3 左右摆动，臂端的球头推动活塞 6 左右运动，从而可以控制充、放气阀，使空气弹簧充气或放气，以调节车身高度。

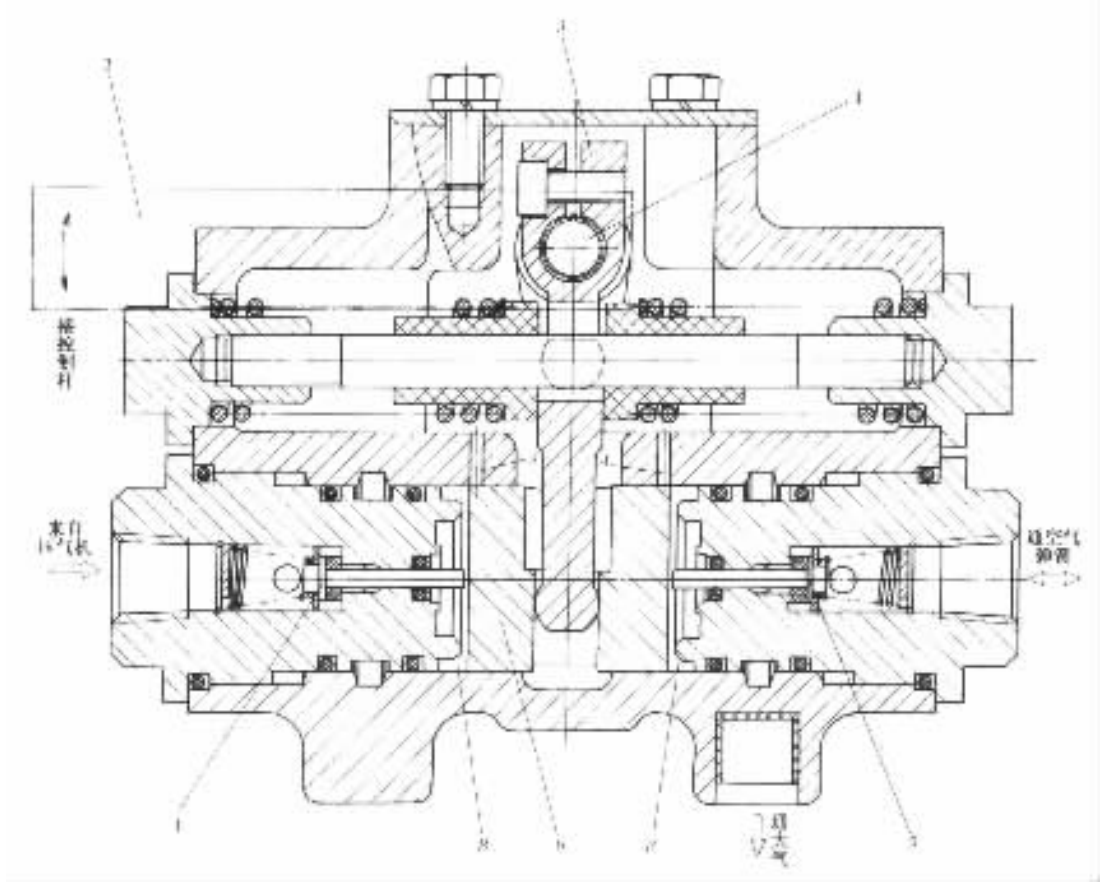


图 5－3－30　高度阀

1－充气阀；2－摆臂；3－摇臂；4－轴；5－放气阀；6－活塞

A－孔；B－缓冲室

摆臂 2 处于水平位置（图示位置）时，活塞 6 处在中间位置，恰好关闭左右孔 A，充气阀 1 和放气阀 5 均关闭，空气弹簧内无空气进入或排出。当载荷增加时，车身高度降低（车架移近车桥），控制杆使摆臂 2 向上摆动，使轴 4 带动摇臂 3 转动，摇臂的球头推动活塞 6 向左运动，左缓冲室 B 内的油液在活塞的推动下，经过阀体上的狭小通道和可变节流阀（图上未示出）流向右缓冲室 B 内。此时，活塞右边的孔 A 与右缓冲室 B 连通。在此过程中，活塞的运动受到一定的阻尼力，故此阀是有阻尼的高度控制阀。活塞继续向左运动时，打开充气阀 1，使来自

压气机和储气筒的压缩空气通过连通管进入储气罐和空气弹簧，使车身升高直至摆臂回复到水平位置，活塞回到中间位置，充、放气阀关闭，最后车身恢复到原始高度。

当载荷减小时，车身抬高，控制杆将摆臂端部拉向下方，致使摇臂球头推动活塞向右运动，右缓冲室 B 内的油液在活塞的推动下通过狭小的管道和可变节流阀流向左缓冲室 B，继而推开放气阀 5，使空气弹簧中的空气经通大气的排气孔放出。车身高度降低直至摆臂回复到水平位置，活塞回到中间位置，充、放气阀均关闭，车身恢复到原始高度。

（四）油气弹簧非独立悬架

油气弹簧装于汽车上，和其他弹簧一样，可以构成独立悬架或非独立悬架。图 5－3－31 所示为原上海 SH3540 型（32t）工矿自卸车的油气弹簧非独立悬架的示意图。两个油气弹簧 1 的两端分别固定在前桥上的支架 10 和纵梁上的支架 2 上。左、右两侧各有一根下纵向推力杆 11，装在前桥 6 和纵梁 4 之间。一根上纵向推力杆 8 安装在前桥上的支架 9 和纵梁 4 的内侧支架上。上、下两纵向推力杆构成平行四边形，既可传递纵向力，承受制动力引起的反作用力矩，又可保证车轮上下跳动时主销倾角不变，有利于汽车操纵的稳定性。一根横向推力杆 3 装在左侧纵梁与前桥右侧的支架上，传递侧向力。在两纵梁下面装有缓冲块 7，以避免在很大的冲击载荷下前桥直接碰撞车架。

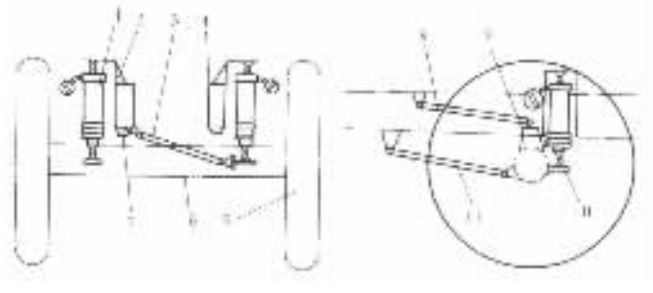


图 5－3－31 原上海 SH3540 型（32t）矿用自卸汽年前轮油气悬架示意图

1－油气弹簧；2－支架；3－横向推力杆；4－箱形断面纵梁；5－车轮；6－前桥；7－缓冲块；8－上纵向推力杆；9、10－支架；11－下纵向椎力杆

大吨位的自卸汽车采用油气弹簧悬架（简称油气悬架）与钢板弹簧悬架相比有以下特点：油气悬架具有变刚度特性，可保证汽车具有良好的行驶平顺性，特别是工地和矿山用车，其道路条件和装载条件都很恶劣（用大型电铲将矿石从空中往车箱里倾装时，会产生很大的冲击），采用油气悬架后，可显著地缓和冲击，减少颠簸，从而改善驾驶员的劳动条件和提高平均车速；油气弹簧纵向尺寸小，对整车总布置有利，有的自卸车采用了烛式独立前悬架，能使转向轮偏转角达 45°，大大减小了汽车的转弯半径；改变缸筒工作腔的油量和气室的充气压力，可得到不同的变刚度特性，从而使油气弹簧的主要部件可以在不同吨位的汽车上通用。基于以上特点，油气悬架愈来愈广泛地被运用在大型工矿用自卸汽车上。

五、独立悬架

随着高速公路网的发展，促使汽车速度的不断提高，使得非独立悬架已不能满足汽车行驶平顺性和操纵稳定性等方面提出的要求。因此，在汽车悬架系统中采用独立悬架已备受关注，尤其是在轿车的前悬架中已无例外地采用了独立悬架。

前已述及，独立悬架的结构特点是两侧的车轮各自独立地与车架或车身弹性连接（图 5－

3－2b)，因而具有以下优点：

1)在悬架弹性元件一定的变形范围内，两侧车轮可以单独运动，而互不影响，这样在不平道路上行驶时可减少车架和车身的振动，而且有助于消除转向轮不断偏摆的不良现象。

2)减少了汽车的非簧载质量(即不由弹簧支承的质量)。在非独立悬架的情况下，整个车桥和车轮都属于非簧载质量部分。在用独立悬架时，对驱动桥而言，由于主减速器、差速器及其外壳都固定在车架上，成了簧载质量；对转向桥而言，它仅具有转向主销和转向节，而中部的整体梁不再存在。所以在采用独立悬架时，非簧载质量只包括车轮质量和悬架系统中的一部分零件的全部或部分质量，显然比用非独立悬架时的非簧载质量要小得多。在道路条件和车速相同时，非簧载质量愈小，则悬架所受到的冲击载荷也愈小。故采用独立悬架可以提高汽车的平均行驶速度。

3)采用断开式车桥，发动机总成的位置便可以降低和前移，使汽车重心下降，提高了汽车行驶稳定性。同时能给予车轮较大的上下运动的空间，因而可以将悬架刚度设计得较小，使车身振动频率降低，以改善行驶平顺性。

以上优点使独立悬架广泛地被采用在现代汽车上，特别是轿车的转向轮普遍采用了独立悬架。但是，独立悬架结构复杂，制造成本高；维修不便；在一般情况下，车轮跳动时，由于车轮外倾角与轮距变化较大，轮胎磨损较严重。

具有特殊要求的某些越野汽车全部车轮采用独立悬架还是合理的，因为除上述优点外，可保证汽车在不平道路上行驶时，所有车轮和路面有良好的接触，从而增大牵引力；此外可增大汽车的离地间隙，因而大大提高越野汽车的通过性能。

独立悬架中多采用螺旋弹簧和扭杆弹簧作为弹性元件，钢板弹簧和其他形式的弹簧用得较少。

独立悬架的结构类型很多，主要地可按车轮运动形式分成以下四类(图 5－3－32)：

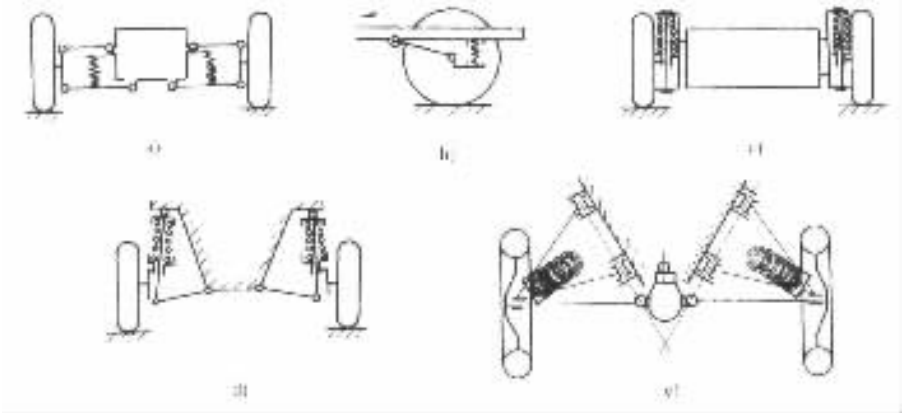


图 5－3－32　四种类型的独立悬架示意图

1)车轮在汽车横向平面内摆动的悬架(横臂式独立悬架，图 5－3－32a)。

2)车轮在汽车纵向平面内摆动的悬架(纵臂式独立悬架，图 5－3－32b)。

3)车轮沿主销移动的悬架，其中包括：烛式悬架(图 5－3－32c)和麦弗逊式悬架(滑柱连杆式悬架，图 5－3－32d)。

4)车轮在汽车的斜向平面内摆动的悬架(单斜臂式独立悬架，图 5－3－32e)。

(一)横臂式独立悬架

横臂式独立悬架分为单横臂式和双横臂式两种。

1. 单横臂式独立悬架

单横臂式独立悬架的特点是当悬架变形时,车轮平面将产生倾斜而改变两侧车轮与路面接触点间的距离——轮距,致使轮胎相对于地面侧向滑移,破坏轮胎和地面的附着(见图 5-3-2b)。此外,这种悬架用于转向轮时,会使主销内倾角和车轮外倾角发生较大的变化,对于转向操纵有一定影响,故目前在前悬架中很少采用。但是,由于结构简单、紧凑、布置方便等原因,在车速不太高的重型越野汽车上也有采用的。例如,太脱拉 138 型和 148 型越野汽车的前悬架,就是采用这种单横臂式独立悬架,其弹性元件是扭杆弹簧。

图 5-3-33 所示为戴姆勒一奔驰轿车的单横臂后独立悬架示意图。在该结构中,后桥半轴套管是断开的,主减速器的右面有一个铰链 4,半轴可绕其摆动。在主减速器上面安置着可调节车身水平作用的油气弹性元件 2,它和螺旋弹簧 7 一起承受并传递垂直力。作用在车轮上的纵向力主要由纵向推力杆承受。中间支承 3 不仅可以承受侧向力,而且还可以部分地承受纵向力。当车轮上下跳动时,为避免运动干涉,其纵向推力杆的前端用球铰链与车身连接。

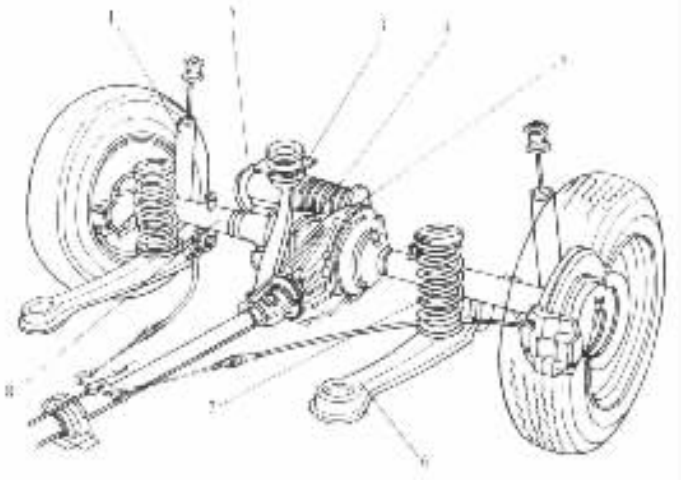


图 5-3-33 戴姆勒-奔驰轿车单横臂后独立悬架示意图

1-减振器;2-油气弹性元件;3-中间支承;4-单铰链;5-主减速器壳;
6-纵向推力杆;7-螺旋弹簧;8-半轴套管

2. 双横臂式独立悬架

双横臂式独立悬架的两个摆臂长度可以相等,也可以不相等(图 5-3-34)。图 5-3-34a)表明两摆臂等长的悬架,当车轮上下跳动时,车轮平面没有倾斜,但轮距却发生了较大的变化,这将增加车轮侧向滑移的可能性。在摆臂不等长的独立悬架中(图 5-3-34b),如将两臂长度选择适当,可以使车轮和主销的角度以及轮距的变化都不太大。不大的轮距变化在轮胎较软时可以由轮胎变形来适应,目前轿车的轮胎可容许轮距的改变在每个车轮上达到 4~5mm 而不致使车轮沿路面滑移。

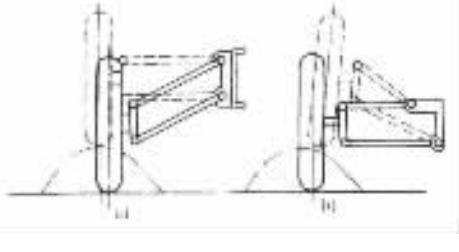


图 5-3-34 双横臂式独立悬架示意图

a)两摆臂等长的悬架;

b)两摆臂不等长的悬架

试读结束:需要全本请在线购买:www.ertongbook.com 免费下载

因此不等长的双横臂式独立悬架在轿车的前轮上应用得较广泛。

我国一汽生产的红旗 CA7560 型轿车的前轮就采用这种不等长的双横臂式螺旋弹簧独立悬架，其构造见图 5－3－35。

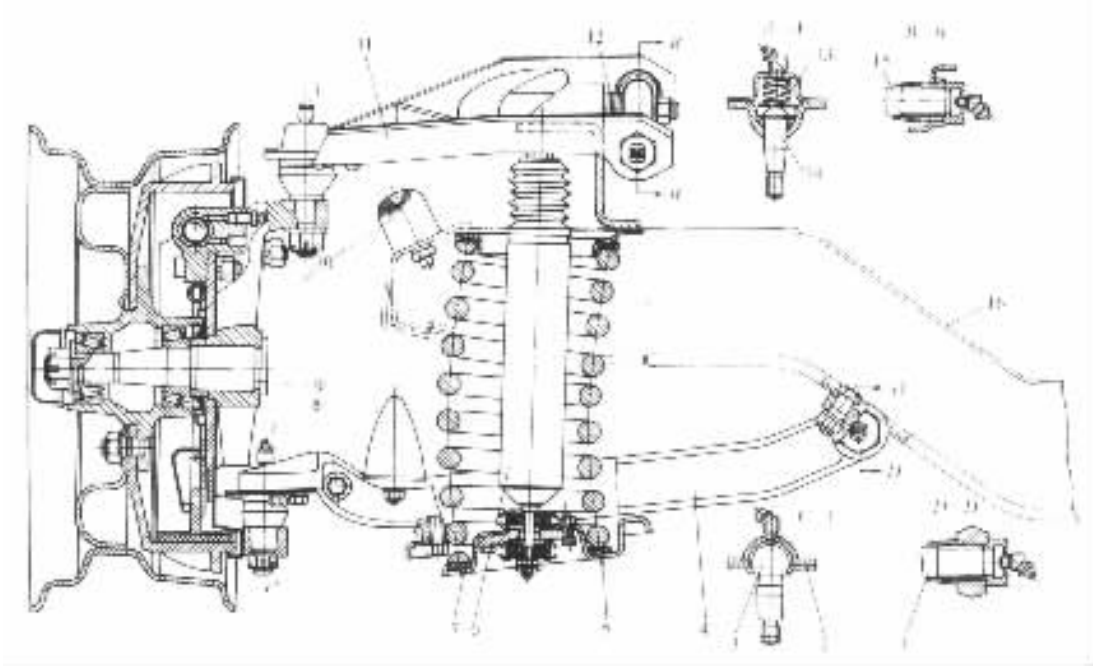


图 5－3－35 红旗 CA7560 型轿车的前悬架

1－下摆臂轴；2－垫片；3－下球头销；4－下摆臂；5－螺旋弹簧；6－筒式减振器；7－橡胶垫圈；8－下缓冲块；9－转向节；10－上缓冲块；11－上摆臂；12－调整垫片；13－弹簧；14－上球头销；15－上摆臂轴；16－车架横梁

上摆臂 11 和下摆臂 4 的内端分别通过摆臂轴 15 和 1 与车架作铰链连接，二者的外端则分别通过上球头销 14 和下球头销 3 与转向节 9 相连。螺旋弹簧 5 的上、下端分别通过橡胶垫圈 7 支承于车架横梁上的支承座和下摆臂上的支承盘内。双向作用筒式减振器 6 的上、下两端同样分别通过橡胶衬垫与车架和下摆臂上的支承盘相连。

上摆臂与上球头销是铆接不可拆式，其中装有弹簧 13，保证当球头销与销座有磨损时，自动消除二者之间的间隙。下摆臂与下球头销是可拆的。下球头销如有松动出现间隙时，可以拆开球头销，适当减少垫片 2 以消除间隙。

该轿车采用球头结构代替主销，属于无主销式，即上、下球头销的连心线相当于主销轴线，转向时车轮即围绕此轴线偏转。

主销后倾角由移动上摆臂在摆臂轴上的位置来调整，而上摆臂的移动是通过上摆臂轴的转动实现的。前轮外倾角由加在上摆臂轴与固定支架间的调整垫片 12 调整。主销内倾角和车轮外倾角的关系已被转向节的结构所确定，故调整车轮外倾角以后，主销内倾角自然正确。

悬架的最大变形由上下分置的两个缓冲块 10 和 8 限制。

路面对车轮的垂直力依次通过转向节、下球头销、下摆臂和螺旋弹簧传到车架。纵向力、侧向力及其力矩均由转向节及导向机构——上、下摆臂及上、下球头销来传递。为了可靠地传递纵向力、侧向力及其力矩，必须使悬架具有足够的纵向和侧向刚度。为此，上、下两摆臂都是叉形的刚性构架，其内端为宽端，外端为窄端。

南京依维柯轻型货车的前悬架是不等长双横臂式扭杆弹簧独立悬架，其构造如图 5－3－36 所示。扭杆弹簧 3 纵向布置在车架纵梁的外侧，其前端借花键与上横臂 6 相连，后端通过花键固定在支架 1 的花键套中。筒式减振器的上端与焊接在车架上的减振器上支架 5 相连，下端与固定在转向节上的支架相连。当车轮上下跳动时，作用在车轮上的垂直载荷经转向节 10 和上横臂 6 传给扭杆弹簧，使扭杆产生扭转变形，因而缓和了由不平路面产生的冲击载荷。

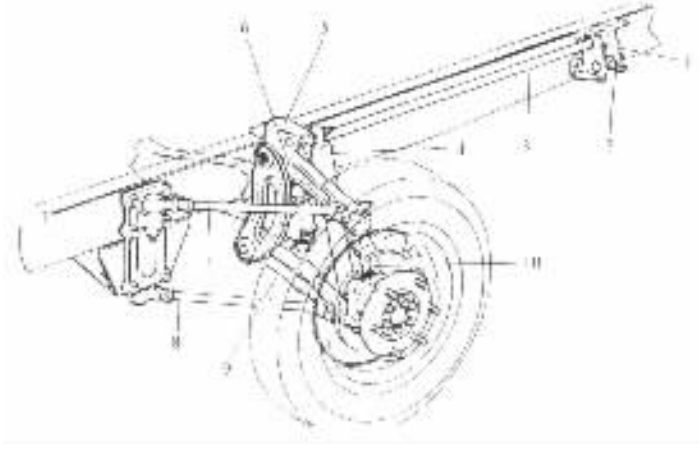


图 5－3－36 不等长双横臂式扭杆弹簧独立悬架

1－扭杆弹簧固定支架；2－扭杆弹簧预加载荷调整螺栓；3－扭杆弹簧；4－减振器；5. 减振器上支架；6－上横臂；7－上支撑杆；8－下支撑杆；9－下横臂；10－转向节

车轮所受的纵向力、侧向力及其力矩由上、下横臂和上、下支撑杆承受并传递给车架。

为消除扭杆弹簧在使用中因塑性变形对车身高度的影响，在安装时需要对扭杆施以预加载荷。预加载荷的大小可用调整螺栓 2 来调整。施预加载荷的机构如图 5－3－37 所示。

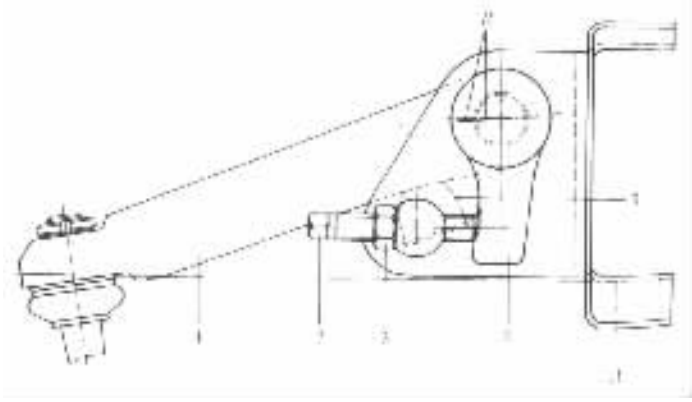


图 5－3－37 扭杆弹簧施预加载荷机构示意图

1－上横臂；2－调整螺栓；3－锁紧螺母；4－花键套调整臂；5－缓冲块

A－基准面；*B*－配合标记

带有花键套的调整臂 4 借花键与扭杆弹簧相连，将扭杆插入花键套调整臂时需将配合标记 *B* 对准。调整螺栓 2 旋入固定在支架上的螺母中，当旋紧调整螺栓 2 时，螺栓的前端顶推调整臂，使扭杆产生逆时针扭转，上横臂 1 的外端下移。因上横臂外端与转向节相连，被其抵

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

住不能下移，则扭杆本身不仅产生预加载荷，而且车身还被抬高。因而用此机构还可以调整车身的高度。调整后将锁紧螺母 3 锁紧。

（二）纵臂式独立悬架

纵臂式独立悬架有单纵臂和双纵臂两种。

1. 单纵臂式独立悬架

转向轮采用单纵臂独立悬架时，车轮上下跳动将使主销后倾角产生很大变化（图 5－3－38）。因此，单纵臂式独立悬架一般多用于不转向的后轮。

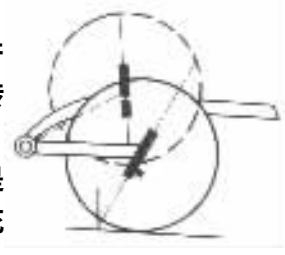


图 5－3－38 单纵臂式前独立悬架示意图

图 5－3－39a）所示为雷诺－5 型轿车的左后轮悬架结构图，它是单纵臂式扭杆弹簧独立悬架。悬架的纵臂 4 是一箱形构件，一端用花键与车轮的心轴 5 连接，而另一端与套管 1 固装成一体。扭杆弹簧 2 装在套管内，其外端用花键固定在套管内的花键套中，扭杆的另一端借花键与车架的另一侧纵梁连接。套管 1 的两端用宽橡胶衬套 3 支承在竿架纵梁上套筒中，并以此为活动铰链。当车轮上下跳动时，纵臂以套管和扭杆的轴线为中心摆动，使扭杆弹簧产生扭转变形，以缓和不平路面产生的冲击。

图 5－3－39b）所示为雷诺－5 轿车的悬架整体示意图。在图形上面的局部放大部分是该悬架的机械调整车身高度装置。它是用偏心轮转动扭杆弹簧的方法而实现高度调节的。

图 5－3－40 所示为神龙汽车有限公司生产的富康轿车的后悬架。按车轮运动形式分类，它属于单纵臂式扭杆弹簧独立悬架。但是，这种结构与上述单纵臂式独立悬架的结构不同，其两侧车轮不是各自独立地直接与车身弹性连接，而是通过一个后桥总成（它包括左、右扭杆弹簧支承架 8，左、右扭杆弹簧 2、6，横向稳定杆套管 4 等），用前、后自偏转弹性垫块 7、9 与车身作弹性连接。两个单纵臂通过左、右扭杆弹簧与后桥总成弹性连接。当汽车转弯行驶时，在路面对车轮的侧向反力作用下，前、后自偏转弹性垫块产生侧向弹性变形。由于前、后自偏转弹性垫块的变形不同，使两后轮产生与两前轮转向相同的不太大的偏转角，从而减小了后轮的侧偏角，增强了不足转向特性。转弯行驶速度越高，不足转向特性越好，因此该车高速行驶的操纵稳定性更好些。这种后轮随前转向轮按同一方向稍作偏转的特性，称为后桥的随动转向功能。它是富康轿车最具独创性的特点。

图 5－3－41 所示为桑塔纳、捷达轿车的后悬架。它也应属于单纵臂式独立悬架，其弹性元件为螺旋弹簧。但是，它与上述的单纵臂式独立悬架的结构又有不同。它有一根整体的 V 形断面横梁（板厚为 6mm），在其两端焊接上变截面的管状纵臂形成一个整体构架（后轴体）。在纵臂的前端通过橡胶一金属支承与车身作铰式连接。纵臂的后端与轮毂、减振器相连。

当汽车行驶时，车轮连同后轴体 7 相对车身以橡胶一金属支承 9 为支点作上下摆动，相当于单纵臂式独立悬架。当两侧悬架变形不等时，则后轴体的 V 形断面横梁发生扭转变形，因该横梁有较大的弹性，故而它可起横向稳定器的作用（见本节的标题五）。而不像普通带有整体轴的非独立悬架那样，一侧车轮的跳动影响另一侧车轮。因此，该悬架又称纵臂扭转梁式独立悬架。

该悬架结构的另一特点是，由于橡胶－金属支承是不对称的橡胶楔形结构，其径向弹性小，轴向弹性大，因此，当汽车转弯行驶时，在侧向力的作用下，可以认为后轴轴线只有轴向移动，而没有绕垂直轴线的偏转。也就是说，消除了后轴的自转向动作，从而保持了原设计的汽车转向特性。

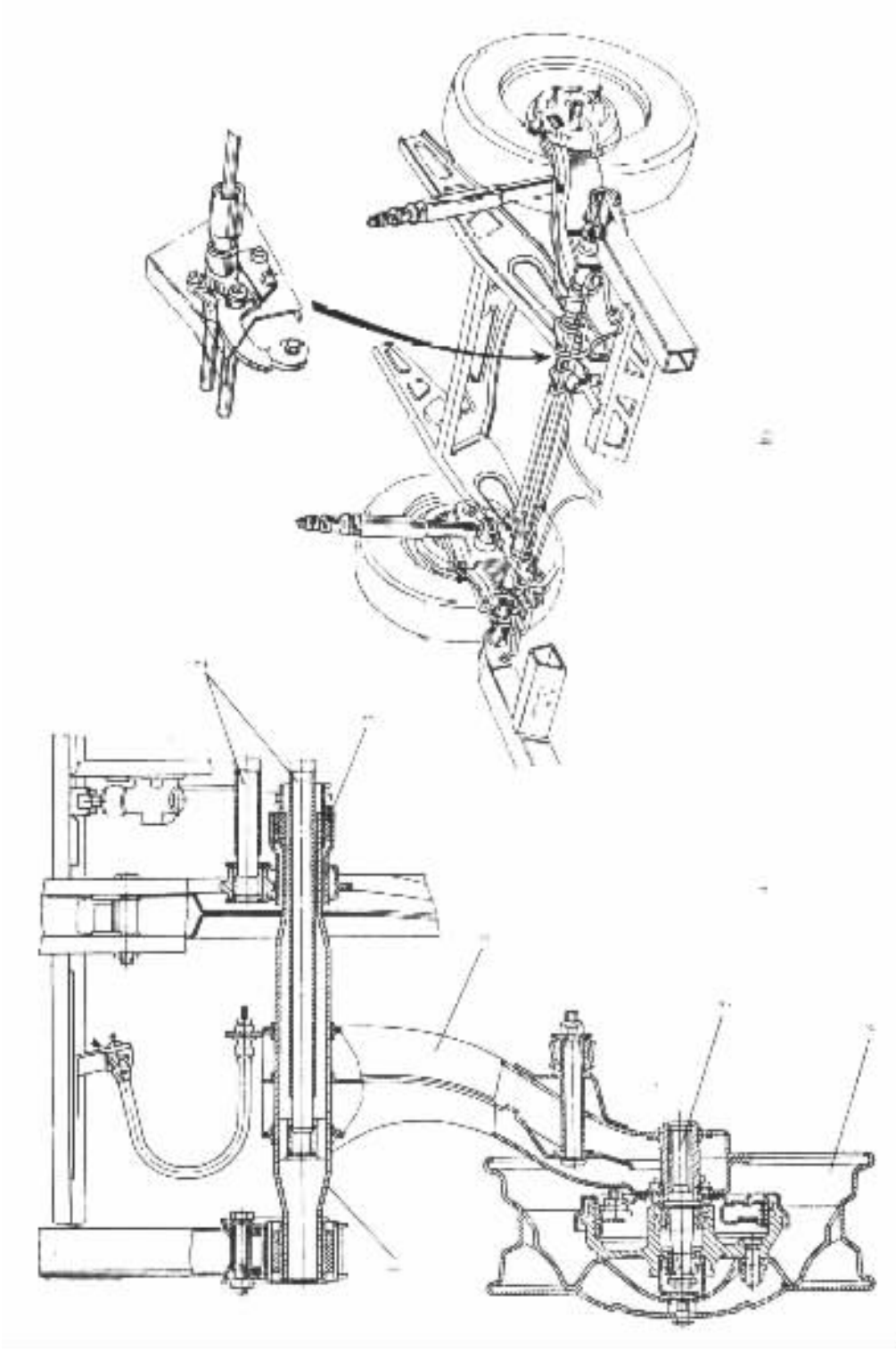


图 5－3－39 雷诺－5 型轿车的后悬架

1－套管 2－扭杆弹簧 3－橡胶衬套 4－纵臂 5－心轴 6－车轮

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

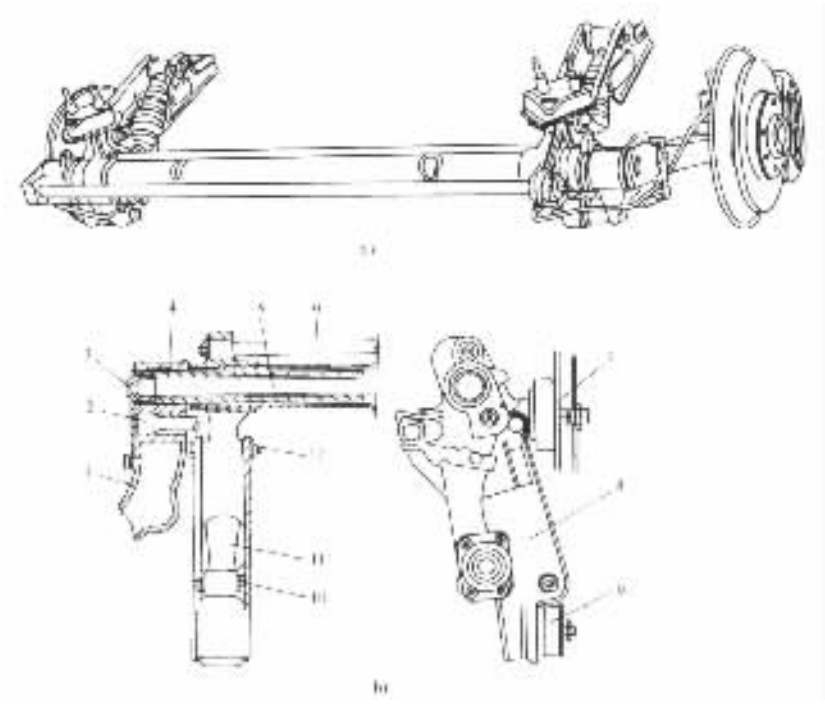


图 5－3－40　富康轿车后悬架

a)后悬架整体结构示意图；b)后悬架结构图

1－单纵臂；2－左扭杆弹簧；3－横向稳定杆端头螺栓；4－横向稳定杆套管；5－横向稳定杆；6－右扭杆弹簧；7－前自偏转弹性垫块；8－扭杆弹簧支承架；9－后自偏转弹性垫块；10、12－减振器螺栓；11－减振器

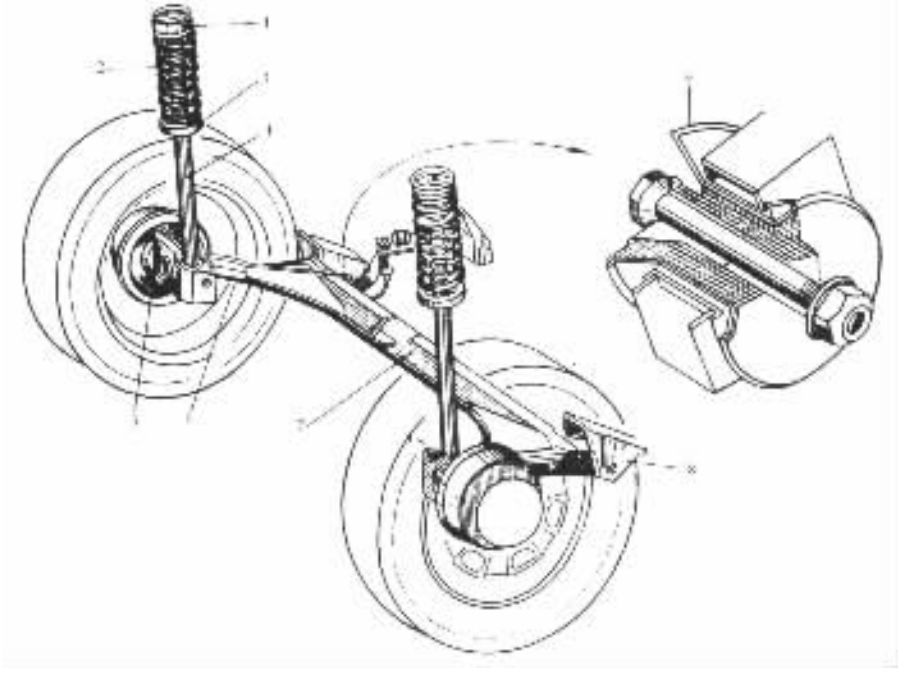


图 5－3－41　纵臂扭转梁式独立悬架(桑塔纳、捷达轿车后悬架)

1－弹簧上座；2－螺旋弹簧；3－弹簧下座；4－减振器；5－轮毂；6－纵臂；7－后轴体；8－后轴体支架；9－橡胶－金属支承

2. 双纵臂式独立悬架

双纵臂式独立悬架的两个纵臂长度一般做成相等，形成平行四连杆机构。这样，在车轮上下跳动时，主销的后倾角保持小变，故这种形式的悬架适用于转向轮。

图 5－3－42 所示为转向轮（前轮）的双纵臂扭杆弹簧独立悬架。转向节和两个等长的纵臂 1 作铰链式连接。在车架的两根管式横梁 4 内都装有由若干层矩形断面的薄弹簧钢片叠成的扭杆弹簧 6。两根扭杆弹簧的内端用螺钉 5 固定在横梁 4 的中部，而外端则插入纵臂轴 2 的矩形孔内。纵臂轴用衬套 3 支承在管式横梁内。轴 2 和纵臂刚性地相连。另一侧车轮的悬架与之完全相同而且对称。

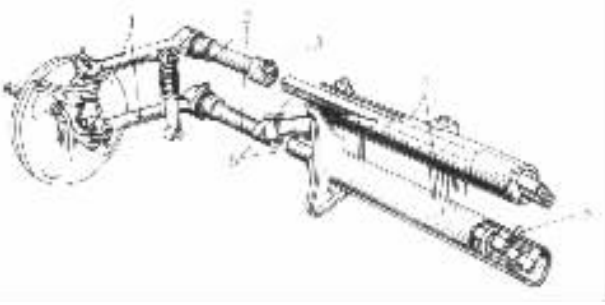


图 5－3－42 双纵臂式扭杆弹簧独立悬架

1－纵臂；2－纵臂轴；3－衬套；4－横梁；5－螺钉；6－扭杆弹簧

（三）车轮沿主销移动的悬架

车轮沿主销移动的悬架目前大致可分为两种形式，一种是车轮沿固定不动的主销轴线移动的烛式悬架，另一种是车轮沿摆动的主销轴线移动的麦弗逊式悬架。

1. 烛式悬架

图 5－3－43 所示为车轮的转向节沿着刚性地固定在车架上的主销上下移动的烛式独立悬架。这种悬架对于转向轮来说，当悬架变形时，主销的定位角不会发生变化，仅轮距、轴距稍有改变。因此有利于汽车的转向操纵和行驶稳定性。但是，侧向力全部由套在主销 1 上的长套筒 6 和主销承受，则套筒与主销之间的摩擦阻力大，磨损严重。因此，这种结构形式目前很少采用。

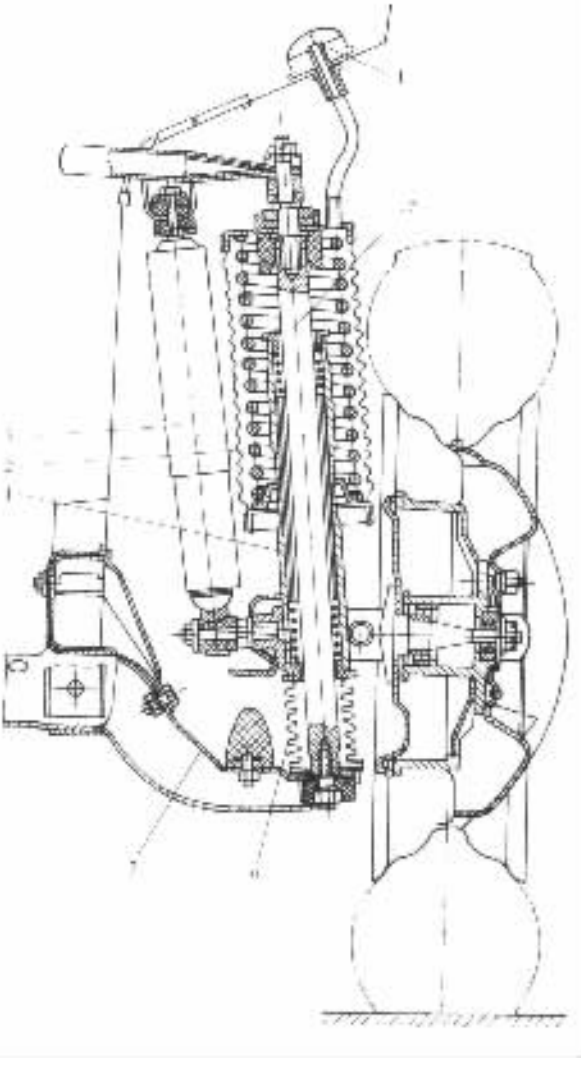


图 5－3－43 烛式悬架

1－套筒；2、6－防尘罩；3－减振器；4－通气管；5－主销；7－车架

2. 麦弗逊式悬架

麦弗逊式悬架也称滑柱连杆式悬架，它是由滑动立柱和横摆臂组成。该结构可看做是烛式悬架的改进型，由于增加了横摆臂改善了滑动立柱的受力状况。

图 5－3－44 所示为捷达轿车的麦弗逊式前独立悬架。筒式减振器 7 为滑动立柱，横摆臂 12 的内端通过铰链 10 与车身相连，其外端

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

通过球铰链 14 与转向节 8 相连。减振器的上端通过带轴承的隔振块总成 2(可看做减振器的上铰链点)与车身相连,减振器的下端与转向节相连。车轮所受的侧向力通过转向节大部分由横摆臂承受,其余部分由减振器活塞和活塞杆承受。因此,这种结构形式较烛式悬架在一定程度上减少了滑动摩擦和磨损。

筒式减振器上铰链的中心与横摆臂外端的球铰链中心的连线为主销轴线。此结构也为无主销结构。当车轮上下跳动时,因减振器的下支点随横摆臂摆动,故主销轴线的角度是变化的。这说明车轮是沿着摆动的主销轴线而运动。因此,这种悬架在变形时,使得主销的定位角和轮距都有些变化。然而如果适当地调整杆系的布置,可使车轮的这些定位参数变化极小。

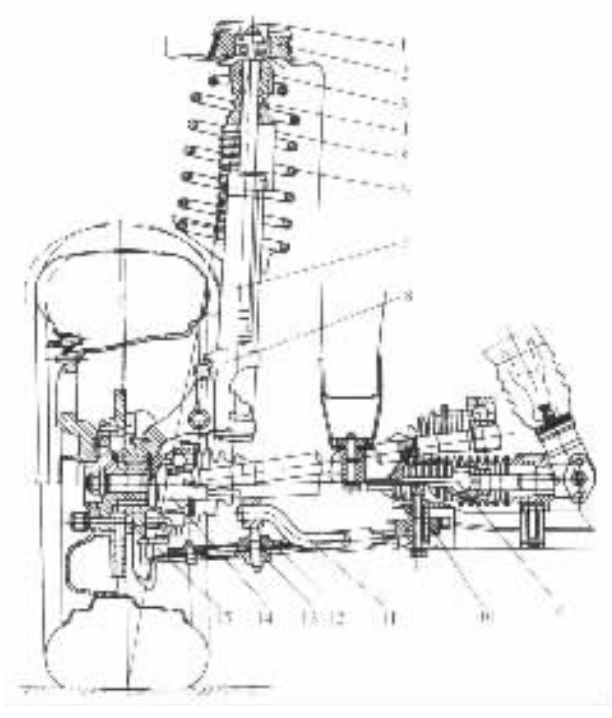


图 5－3－44　麦弗逊式独立悬架

1－连接板总成(汽车翼子板);2－带轴承的隔振块总成;3－螺旋弹簧上托盘;4－前缓冲块;5－防尘罩;6－螺旋弹簧;7－筒式减振器;8－转向节;9－转向拉杆内铰链;10－横摆臂内铰链;11－横向稳定器;12－横摆臂;13－橡胶缓冲块;14－传动轴;15－横摆臂球铰链

该悬架突出的优点是增大了两前轮内侧的空间,便于发动机和其一些部件的布置;其缺点是滑动立柱摩擦和磨损较大。为减少摩擦通常是将螺旋弹簧中心线与滑柱中心线的布置不相重合。另外,还可将减振器导向座和活塞的摩擦表面用减磨材料制成,以减少磨损。

麦弗逊式悬架是目前前置前驱动轿车和某些轻型客车首选的较好的悬架结构形式。例如,国产的桑塔纳、高尔夫、奥迪 100、红旗 CA7220 型及富康(图 5－3－45)等轿车也都采用此种结构形式。

(四)单斜臂式独立悬架

单斜臂式独立悬架是介于单横臂和单纵臂之间的一种悬架结构形式,如图 5－3－46 所示。单斜臂绕与汽车纵轴线成一定夹角 θ($0° < \theta < 90°$)的轴线摆动。适当地选择夹角 θ,可以调整轮距、车轮倾角、前束等变化最小。从而可获得良好的操纵稳定性。有的单斜臂独立悬

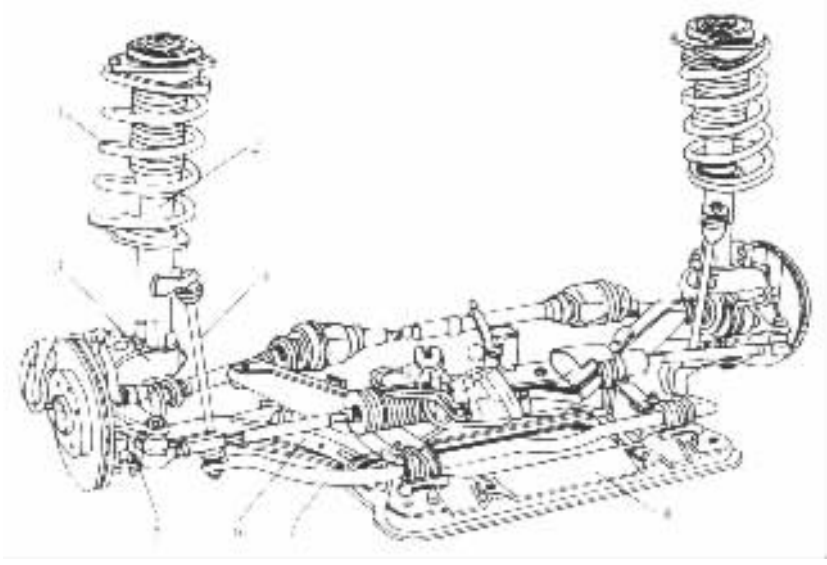


图 5－3－45 富康桥车前悬架

1－螺旋弹簧；2－筒式减振器；3－转向节；4－连接杆；5－球头销；6－下摆臂；7－横向稳定杆；8－前托架

架，为了控制前束的变化，在单斜臂上安装了一根辅助拉杆，称为控制前束杆。

单斜臂式独立悬架兼有单横臂和单纵臂式独立悬架的优点。它自 60 年代初问世以来，多用在后轮驱动的汽车的后悬架上。例如，福特 Sierra 轿车的后悬架（图 5－3－47）、宝马 5 系列轿车后悬架及沃充斯豪尔 Carlton 轿车的后悬架均为此种结构形。

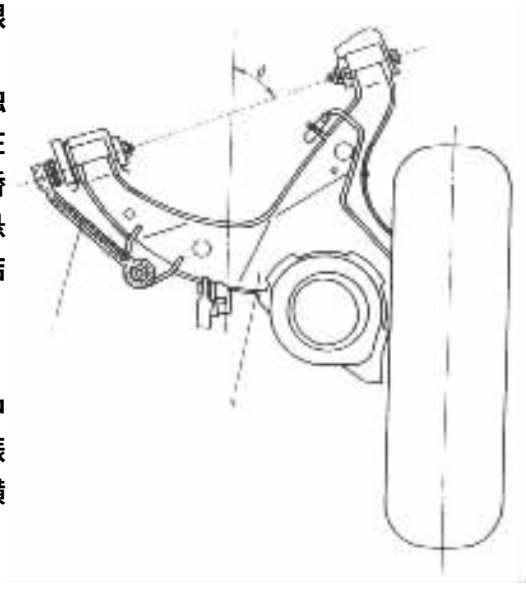


图 5－3－46 单斜臂式独立悬架

1－控制前束杆；2－单斜臂

（五）横向稳定器

近代轿车的悬架一般都很软，在高速行驶中转向时，车身会产生很大的横向倾斜和横向角振动。为减少这种横向倾斜，往往在悬架中添设横向稳定器。用得最多的是杆式横向稳定器。

杆式横向稳定器在汽车上的安装见图 5－3－48。弹簧钢制成的横向稳定杆 3 呈扁平的 U 形，横向地安装在汽车的前端或后端（也有的轿车前后均有）。杆 3 的中部的两端自由地支承在两个橡胶套筒 2 内，而套筒 2 则固定在车架上。横向稳定杆的两侧纵向部分的末端通过支杆 1 与悬架下摆臂上的弹簧支座 4 相连。富康轿车横向稳定器的安装如图 5－3－45 所示。

当车身只作垂直移动而两侧悬架变形相等时，横向稳定杆在套筒内自由转动，横向稳定杆不起作用。当两侧悬架变形不等而车身相对于路面横向倾斜时，车架的一侧移近弹簧支座，稳定杆的该侧末端就相对于车架向上移，而车架的另一侧远离弹簧支座，相应的稳定杆的末端则相对于车架向下移，然而在车身和车架倾斜时，横向稳定杆的中部对于车架并无相对运动。这

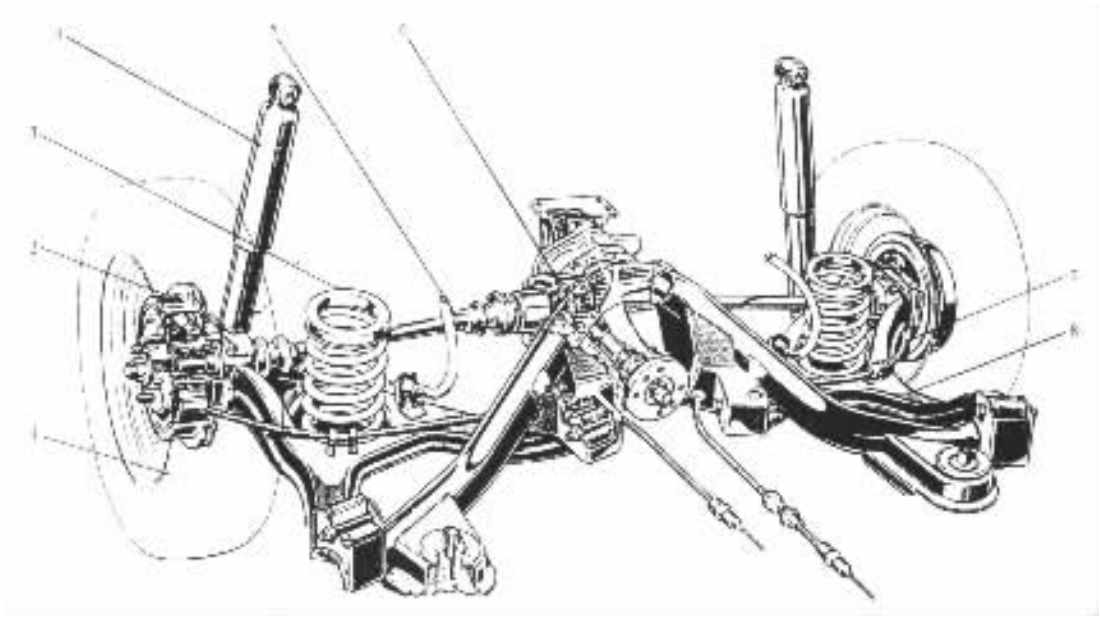


图 5－3－47 福特 Sierra 轿车后悬架(单斜臂式)

1－轮胎；2－制动毂；3－螺旋弹簧；4－筒式减振器；5－半轴；6－主减速器和差速器；7－制功拉线；8－单斜臂

样在车身倾斜时，稳定杆两边的纵向部分向不同方向偏转，于是稳定杆便被扭转。弹性的稳定杆所产生的扭转的内力矩就妨碍了悬架弹簧的变形，因而减小了车身的横向倾斜和横向角振动。

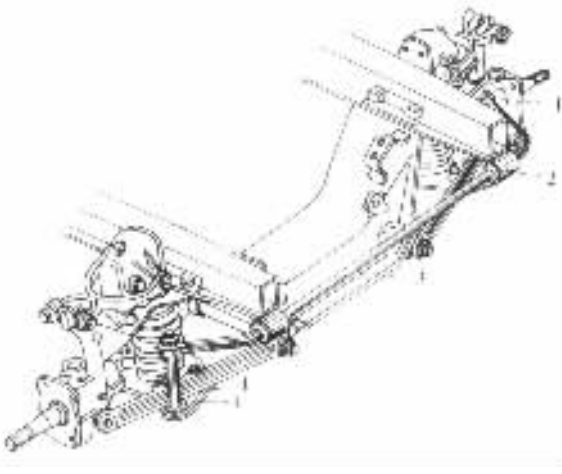


图 5－3－48 横向稳定器的安装

1－支杆；2－套筒；3－横向稳定杆；4－弹簧支座

六、多轴汽车的平衡悬架

任何多轴车辆的全部车轮如果都是单独地刚性悬挂在车架上，则在不平道路上行驶时将不能保证所有车轮同时接触地面(图 5－3－49a)。当有弹性悬架而道路不平度较小时，虽然不一定会出现车轮悬空的现象，但各个车轮间的垂直载荷分配比例会有很大的改变。在车轮垂直载荷变小甚至为零时，则车轮对地面的附着力随之变小甚至等于零。转向车轮遇此情况将使汽车操纵能力大大降低以致失去操纵(即驾驶员无法控制汽车的行驶方向)；驱动车轮遇此情况将不能产生足够的(甚至没有)牵引力。此外，还会使其他车桥及车轮有超载的危险。

如上节所述，全部车轮采用独立悬架，可以保证所有车轮与地面的良好接触，但将使汽车结构变得复杂，对于全轮驱动的多轴汽车尤其是如此。

若将两个车桥(如三轴汽车的中桥与后桥)装在平衡杆的两端，而将平衡杆中部与车架作铰链式连接(图 5－3－49b)。这样，一个车桥抬高将使另一车桥下降。而且，由于平衡杆两臂等长，则两个车桥上的垂直载荷在任何情况下都相等，不会产生如图 5－3－49a)所示的情况。

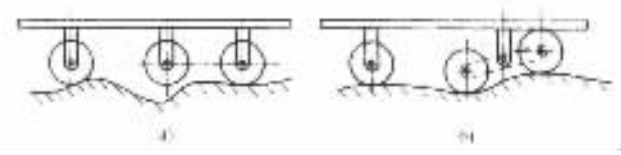


图 5－3－49 三轴汽车在不平道路上行驶情况示意图

这种能保证中后桥车轮垂直载荷相等的悬架称为平衡悬架。

1. 等臂式平衡悬架

等臂式平衡悬架是三轴和四轴越野汽车上普遍采用的一种平衡悬架结构形式。图 5－3－50 所示为三轴全轮驱动越野汽车的中、后驱动桥平衡悬架的外观。

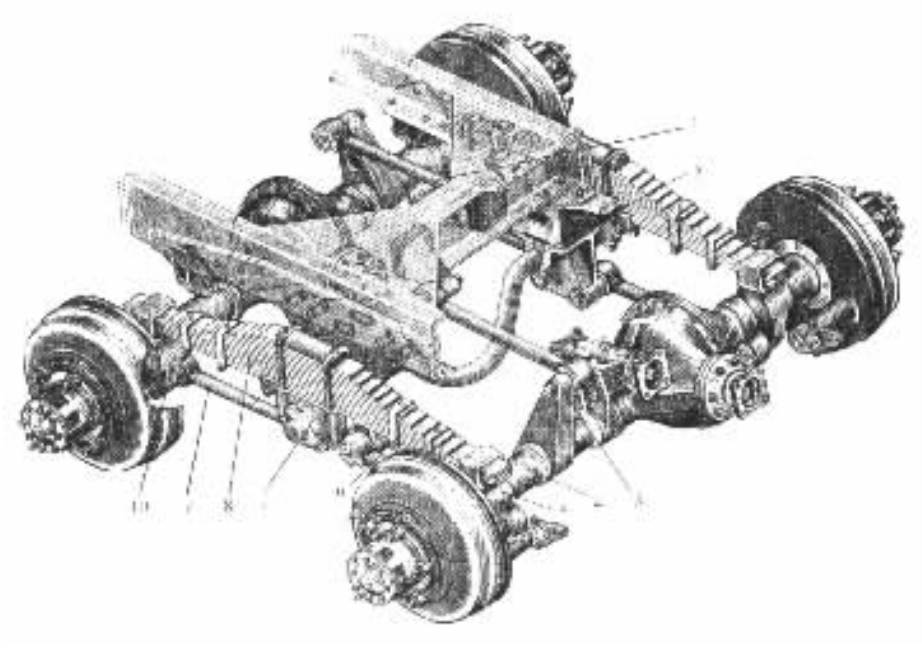


图 5－3－50 三轴汽车的中后桥平衡悬架的外观

1、3－导向杆；2－平衡悬架心轴；4－中桥；5－弹簧支座；6、9－导向杆；7－毂；8－钢板弹簧；10－后桥

东风 EQ2080E 型三轴汽车的中、后桥的平衡悬架结构示于图 5－3－51。它的钢板弹簧 2 与图 5－3－50 一样，也是纵向布置的，中部用 U 形螺栓 5 固定在心轴轴承毂 7 上。轴承毂通过衬套 15 与固定不动的悬架心轴 16 作铰链连接，悬架心轴则支承在固定于车架上的心轴支架 24 上。为防止轴承毂轴向移动或脱出，在悬架心轴的两端装有推力垫圈 23，并用调整螺母 9、锁环 10、锁止垫圈 11 和锁紧螺母 12 压紧，外面用盖子 14 盖住。轴承毂与支架之间装有推力垫圈 23、推力环 18，并用销钉限制推力环相对于支架转动。此外，装有油封 20、21 和密封环 22，以防止漏油和尘土沾污。

钢板弹簧的两端自由地支承在中、后桥半轴套管上的滑板式支架内。这样，钢板弹簧便相当于一根等臂平衡杆，它以悬架心轴为支点转动，从而可保证汽车在不平道路上行驶时，各轮都能着地，且使中、后桥车轮的垂直载荷平均分配。

为保证轴承毂与悬架心轴之间的润滑，在毂内设有油道和压力加注润滑脂的滑脂嘴 17，

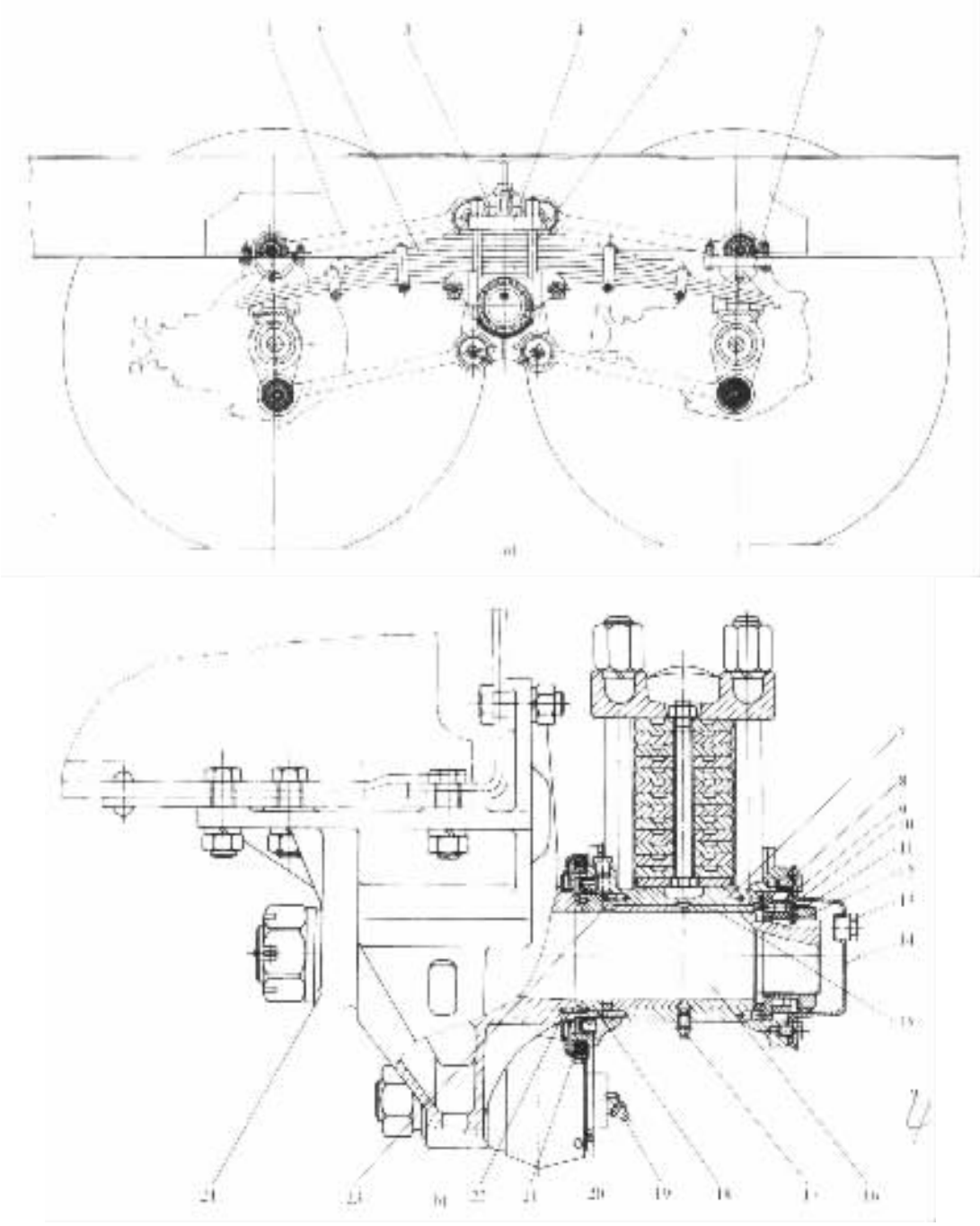


图 5－3－51 东风 EQ2080E 型汽车中后桥平衡悬架

1－导向杆；2－钢板弹簧；3－支架；4－钢板弹簧盖板；5－U 形螺栓；6－限位块；7－心轴轴承毂；8－垫圈；9－调整螺母；10－锁环；11－锁止垫圈；12－锁紧螺母；13－加油孔螺塞；14－盖；15－心轴衬套；16－悬架心轴；17－滑脂嘴；18－推力环；19－导向杆球头滑脂嘴；20、21－油封；22－密封环；23－推力垫圈；24－心轴支架

在盖 14 上有加油孔螺塞 13。加油时，将螺塞拧下，即可加注变速器用齿轮油，使油面高度升至加油孔下边缘。而在心轴轴承毂下方的滑脂嘴 17 是供新车装配时用压力加注润滑脂用的，而不用于平时维护加油。

如上装置的钢板弹簧只能传递垂直力和侧向力，而不能传递牵引力、制动力及其相应的反作用力矩，为此在中、后桥上还装有导向杆 1。每一车桥有一根上导向杆及两根下导向杆。上导向杆一端以球头销和桥壳上的导向杆上臂相连，另一端用球头销与固定在车架上的支架 3 连接。下导向杆一端用球头销与桥壳上的导向杆下臂相连，另一端用球头销与悬架心轴支架连接。

横向力由装在心轴轴承毂内的推力垫圈 23 和推力环 18 承受。

2. 摆臂式平衡悬架

图 5－3－52 所示为摆臂式平衡悬架的示意图。摆臂式平衡悬架主要用于 6×2 的货车上。这种货车的结构特点是前桥为转向桥，中桥为驱动桥，后桥是可以升降的支持桥。当汽车在轻载或空载行驶时，可操纵举升油缸 4，通过杠杆机构将后轮（支持轮）举起，使 6×2 汽车变为 4×2 汽车。这不仅可减少轮胎的磨损和降低油耗，同时还可以增加空车行驶时驱动轮上的附着力，以免由于牵引力不足而使驱动轮发生滑转的现象。为适应这种汽车总布置的需要，中（驱动）桥和后（支持）桥就有必要采用图示的摆臂式平衡悬架。中桥的悬架采用普通纵置半椭圆钢板弹簧，后吊耳不与车架相连接，而是与摆臂 5 的前端相连。摆臂轴支架固定在车架上。摆臂的后端与汽车的后桥（支持桥）相连。左、右后支持轮之间没有整轴联系。摆臂相当于一个杠杆，中、后桥上的垂直载荷的分配比例，取决于摆臂的杠杆比及钢板弹簧前、后段长度之比。

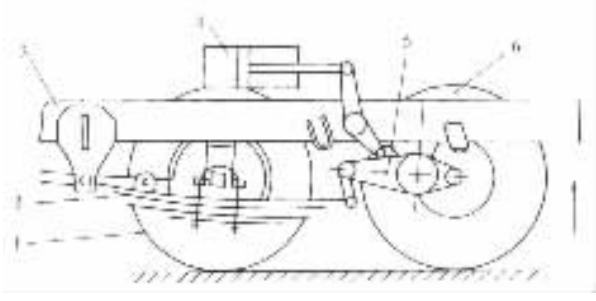


图 5－3－52 摆臂式平衡悬架示意图

1－驱动轮；2－钢板弹簧；3－车架；4－油缸；5－摆臂；6－支持轮

摆臂式平衡悬架还具有结构简单，多数零部件能与原 4×2 汽车通用等优点。目前我国一汽生产的 CA1140K2T2 型（图 5－3－53）和二汽生产的 EQ1130F 型 8t 货车的中、后桥即采用这种摆臂式平衡悬架，后轮的举升油缸根据用户的需要而装用。

七、主动悬架和半主动悬架

上面讲述的是传统的悬架系统，其刚度和阻尼是按经验或优化设计的方法确定的，根据这些参数设计的悬架结构，在汽车行驶过程中，其性能是不变的，也是无法进行调节的，使汽车行驶平顺性和乘坐舒适性受到一定影响。故称传统的悬架系统为被动悬架。如果悬架系统的刚度和阻尼特性能根据汽车的行驶条件（车辆的运动状态和路面状况等）进行动态自适应调节，使悬架系统始终处于最佳减振状态，则称为主动悬架。

免费下载

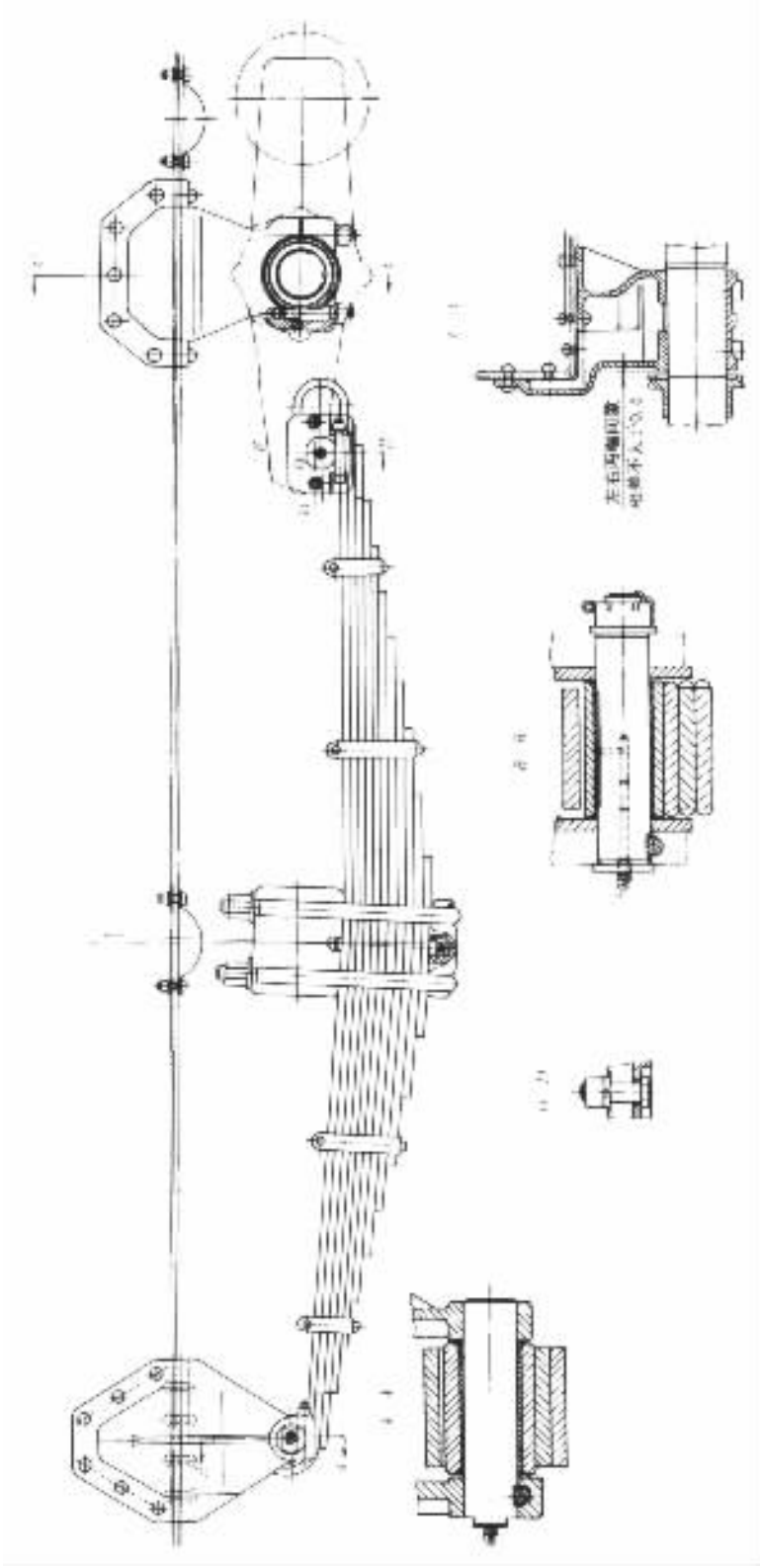


图 5－3－53　解放 CA1140K2T2 型载货汽车中后桥摆臂式平衡悬架

主动悬架系统按其是否包含动力源可分为全主动悬架(有源主动悬架)和半主动悬架(无源主动悬架)系统两大类。

1. 全主动悬架

全主动悬架就是根据汽车的运动状态和路面状况,适时地调节悬架的刚度和阻尼,使其处于最佳减振状态。它是在被动悬架系统(弹性元件、减振器、导向装置)中附加一个可控制作用力的装置。它通常是由执行机构、测量系统、反馈控制系统和能源系统四部分组成。执行机构的作用是执行控制系统的指令,一般为力发生器或转矩发生器(液压缸、气缸、伺服电动机、电磁铁等)。测量系统的作用是测量系统各种状态,为控制系统提供依据,包括各种传感器。控制系统的作用是处理数据和发出各种控制指令,其核心部件是电子计算机。能源系统的作用是为以上各部分提供能量。

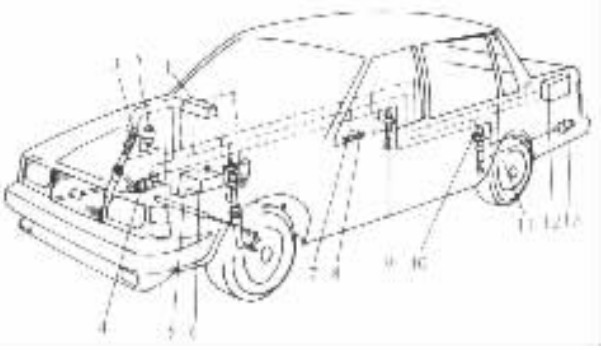


图 5-3-54 Volvo740 轿车主动悬架系统

1-控制面板;2、13-蓄能器;3、9-前、后作动器液压缸;4-液压缸;5-转向角传感器;6-油箱;7-横摆陀螺仪;8-纵向加速度传感器;10-伺服阀门;11-轮毂加速度传感器;12-控制计算机

从 20 世纪 80 年代以来,世界各大汽车公司和生产厂家都在竞相研制开发这种新型的悬架系统。丰田、洛特斯、沃尔沃等汽车公司,已在汽车上做了较成功的试验。

图 5-3-54 所示为瑞典沃尔沃汽车公司在 Volvo740 轿车上开发的试验性的主动悬架系统。它采用了计算机控制的液压伺服系统。计算机接收并处理由传感器测得的汽车操纵系统及车身和车轮的状态信息,不仅能控制液压缸的动作,而且还可以根据需要改变悬架的刚度和阻尼,对各车轮进行单独控制,实现任意需要的运动。在不良路面上进行高速行驶试验时,车身非常平稳,轮胎噪声较小,转向和制动时车身能够保持水平。

图 5-3-55 所示为英国城市客车上装用的一种以油气弹簧为弹性元件的主动悬架。4 个车轮上的油气弹簧通过油路相连形成全封闭式环路控制系统。它将车身或车轮的振动量经传感器变换成一种信息传给控制阀,使控制阀调整弹性元件的高度和刚度,以达到调节车身高度、保证良好行驶平顺性的目的。当车身发生倾斜时,布置在前、后轴上的 4 个控制阀控制油路系统,保持车身高度不变,使汽车具有抗侧倾、抗纵倾的作用。

丰田汽车公司的皇冠(Crown)轿车和日产公司的公爵牌轿车等,应用了一种具有多种作用的电子控制复合型空气悬架。这种悬架具有车身高度调节、阻尼力控制和悬架刚度控制的功能。它使用了车速传感器、加速踏板开启速度传感器等多种传感器。其性能和结构介于半主动悬架和主动悬架之间,成本低于主动悬架,因而其应用价值较高。

2. 半主动悬架

半主动悬架不考虑改变悬架的刚度,而只考虑改变悬架的阻尼,因此它是由无动力源且只有可控的阻尼元件组成。由于半主动悬架结构简单,工作时几乎不消耗车辆动力,而且还能获得与全主动悬架相近的性能,故有较好的应用前景。

半主动悬架按阻尼级又可分成有级式和无级式两种。

(1)有级式半主动悬架 它是将悬架系统中的阻尼分成两级、三级或更多级,可由驾驶员选择或根据传感器信号自动进行选择所需要的阻尼级。也就是说,可以根据路面条件(好路或

试读结束:需要全本请在线购买:www.ertongbook.com

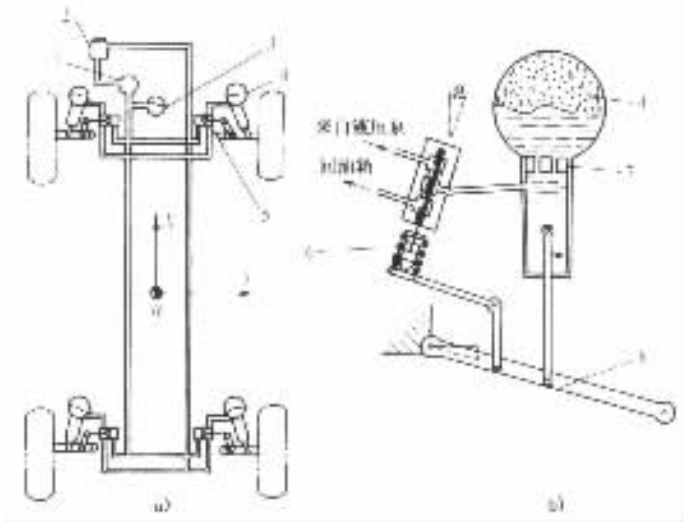


图 5－3－55　油气弹簧的主动悬架

a)全封闭环路系统；b)控制阀工作原理

1－液压泵；2－贮油箱；3－贮压器；4－油气弹簧；5－控制阀；6－传感器；7－减振器；8－摆臂

坏路)和汽车的行驶状态(转弯或制动)等，来调节悬架的阻尼级，使悬架适应外界环境的变化，从而可较大幅度地提高汽车的行驶平顺性和操纵稳定性。

图 5－3－56 所示为装在半主动悬架中的三级阻尼可调减振器的旁路控制阀。它是由调节电动机来带动阀芯转动，使控制阀孔具有关闭、小开和大开三个位置，产生三个阻尼值。该减振器应用于 Opel Senator 和 Opel Omega 轿车上。

(2)无级式半主动悬架　它是根据汽车行驶的路面条件和行驶状态，对悬架系统的阻尼在几毫秒内由最小变到最大进行无级调节。

图 5－3－57 所示为一种无级半主动悬架示意图。微处理机 3 从速度、位移、加速度等传感器处接收信号，计算出系统相应的阻尼值，并发出控制指令给步进电动机 2，经阀杆 4 调节

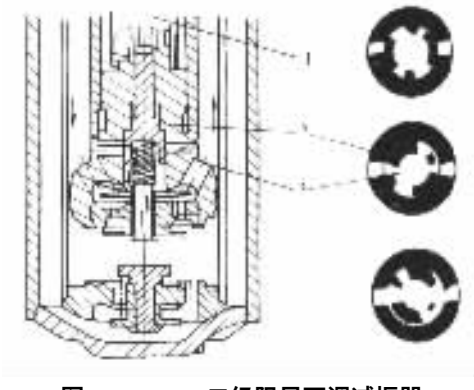


图 5－3－56　二级阻尼可调减振器

1－调节电动机；2－阀芯；3－控制阀孔

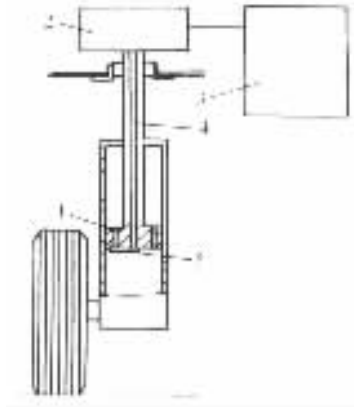


图 5－3－57　无级式半主动悬架示意图

1－节流孔；2－步进电动机；3－微处理机；4－阀杆；5－阀门

阀门 5，使其改变节流孔的通道截面积，从而改变系统的阻尼。该系统虽然不必外加能源装置，但所需传感器较多，故成本仍较高。

第二节 悬架主要参数的确定

悬架设计可以大致分为结构型式及主要参数选择和详细设计两个阶段，有时还要反复交叉进行。由于悬架的参数影响到许多整车特性，并且涉及其他总成的布置，因而一般要与总布置共同协商确定。

一、影响平顺性的参数

悬架设计的主要目的之一是确保汽车有良好的行驶平顺性。汽车行驶时振动越剧烈，则平顺性越差。由于个体对振动的反应千差万别，人们提出了各种各样的平顺性评价标准。比较著名的有 Janeway 提出的舒适性限值指标和国际标准化组织制定的 ISO2631－1：1997（E）“人体承受全身振动评价指南—第一部分：一般要求”。Janeway 给出了垂直振动振幅的可接受水平，具体数值随频率的增加而减小（见图 5－3－58）。在 1～6Hz 的低频段，加速度的一阶导数不超过 12.6m/s^3，对应在 1Hz 处，振幅的限值约为 50mm。在 6～20Hz 的中频段，加速度值不大于 0.33m/s^2，而在 20～60Hz 的高频段，振动的速度不超过 $2.7\times10^{-3}\text{m/s}$。

ISO2631 规定，当振动波形峰值系数 $\leqslant 9$ 时，用加速度的加权均方根值来评价振动对人体舒适和健康的影响。评价时采用人体坐姿受振模型，不仅考虑座椅支撑面处输入点 3 个方向的线振动（x_s，y_s，z_s），还考虑该点 3 个方向的角振动（r_x，r_y，r_z）及座椅靠背和脚支撑面两个输入点各 3 个方向的线振动（x_b，y_b，z_b 和 x_f，y_f，z_f），共 3 个输入点 12 个轴向的振动。对于每个轴向的振动，其加权加速度均方根值 a_w 可由下式得到：

$$a_w=\sqrt{\int_{0.5}^{80}W^2(f)\,G_a(f)\,\mathrm{d}f} \qquad (5-3-1)$$

式中 $G_a(f)$——振动加速度功率谱密度函数，可由加速度时间历程 $a(t)$ 得到；

$W(f)$——考虑人体对不同频率振动的敏感程度不同而引入的频率加权函数。

考虑到不同输入点、不同轴向的振动对人体影响的差异，总的加权加速度均方根值 α_v 可求出为

$$\alpha_v=\sqrt{\sum(k_j a_{wj})^2} \qquad (5-3-2)$$

式中 a_{wj}——用式（5－3－1）求出的各轴向振动加权加速度均方根值；

k_j——各轴向加权系数。

各轴向振动所对应的频率加权函数和轴加权系数在表 5－3－1 和图 5－3－59 中给出。

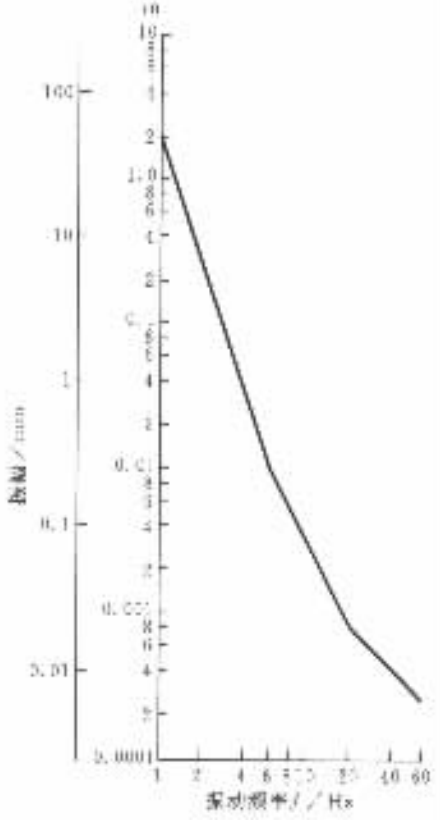


图 5－3－58 Janeway 舒适性限值

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

表 5－3－1　频率加权函数和轴加权系数

位置	坐标轴名称	频率加权函数	轴加权系数
椅面	x_s	W_d	1.00
	y_s	W_d	1.00
	z_s	W_k	1.00
	r_x	W_e	0.63
	r_y	W_e	0.40
	r_z	W_e	0.20
靠背	x_b	W_c	0.80
	y_b	W_d	0.50
	z_b	W_d	0.40
脚	x_f	W_k	0.25
	y_f	W_k	0.25
	z_f	W_k	0.40

总的加权加速度均方根值与人体主观感觉之间的对应关系如表 5－3－2 所示。

表 5－3－2　加权加速度均方根值与人体主观感觉之间的关系

加权加速度均方根/m/s^2	人体主观感觉
<0.315	没有不舒适
0.315～0.63	略有不舒适
0.5～1.0	有些不舒适
0.8～1.6	不舒适
1.25～2.5	很不舒适
>2.0	极不舒适

汽车的振动输出由道路激励输入和汽车对振动的传递特性共同决定。路面不平度可以用道路功率谱 $S_q(\Omega)$ 表征，其中 Ω 为空间频率，是路面不平度波长的倒数。当汽车以车速 v(m/s)驶过给定的路面时，道路激励的时间功率谱可表述为

$$S_q(f)=\frac{1}{v}\cdot S_q(\Omega)=C_{sp}\cdot\frac{v}{f^2} \tag{5-3-3}$$

式中　C_{sp}——路面不平度系数，m/s^2；

f——时间频率，Hz。

建立汽车的整车或局部振动模型，可以反映汽车悬架参数与振动传递特性之间的关系。大量的研究及实践结果表明，对平顺性影响最为显著的三个悬架特性参数为：悬架的弹性特性、阻尼特性以及非悬挂质量。

1. 悬架的弹性特性和工作行程

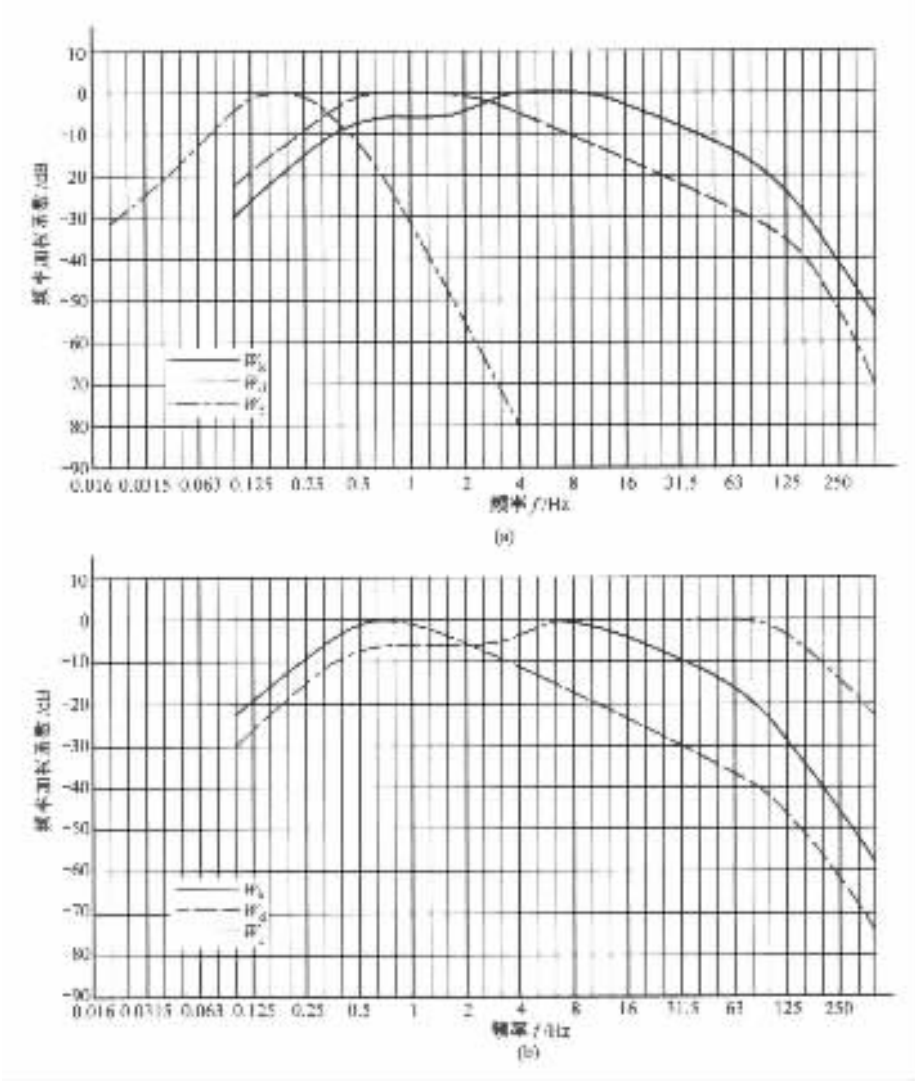


图 5－3－59 频率加权函数

对于大多数汽车而言，其悬挂质量分配系数 $\varepsilon=\rho_y^2/ab=0.8\sim1.2$，因而可以近似地认为 $\varepsilon=1$，即前、后桥上方车身部分的集中质量的垂向振动是相互独立的，并用偏频 n_1，n_2 表示各自的自由振动频率。偏频越小，则汽车的平顺性越好。一般对于采用钢制弹簧的轿车，n_1 约为 1～1.3Hz（60～80 次/min），n_2 约为 1.17～1.5Hz（70～90 次/min），非常接近人体步行时的自然频率。载货汽车的偏频略高于轿车，前悬架约为 1.3Hz，后悬架则可能超过 1.5Hz。采用空气弹簧后，这一数值可以进一步降低，轿车为 0.5～0.9Hz，载货汽车为 0.8～1.2Hz。为了减少汽车的角振动，一般汽车前、后悬架偏频之比约为 $n_1/n_2=0.85\sim0.95$。

当 $\varepsilon=1$ 时，汽车前、后桥上方车身部分的垂向振动频率 n_1，n_2（Hz）与其相应的悬架刚度 C_{s1}，C_{s2} 以及悬挂质量 m_{s1}，m_{s2} 之间有如下关系

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

$$\left.\begin{aligned} n_1 &= \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{C_{s1}}{m_{s1}}} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{gC_{s1}}{G_{s1}}} \\ n_2 &= \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{C_{s2}}{m_{s2}}} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{gC_{s2}}{G_{s2}}} \end{aligned}\right\} \tag{5-3-4}$$

式中　g——重力加速度，$g = 9810\text{mm/s}^2$；

C_{s1}，C_{s2}——前、后悬架刚度，N/mm；

G_{s1}，G_{s2}——前、后悬架簧载重力，N。

由于悬架的静挠度 $f_c = m_s g / C_s$，因而式(5-3-4)又可表达为

$$\left.\begin{aligned} n_1 &\approx \frac{15.76}{\sqrt{f_{c1}}} \\ n_2 &\approx \frac{15.76}{\sqrt{f_{c2}}} \end{aligned}\right\} \tag{5-3-5}$$

式中　f_{c1}，f_{c2}的单位为 mm。

由此可以看出，为了得到良好的平顺性，应当采用较软的悬架以降低偏频，但软的悬架在一定载荷下其变形也大，对于一般轿车而言，悬架总的工作行程即静挠度 f_c 与动挠度 f_d 之和应当不小于 160mm。悬架的动挠度是指悬架由汽车满载位置开始由于冲击而压缩到结构允许的最大变形量(通常指将缓冲块压缩到其自由高度的 1/2～2/3)。

悬架的静挠度及动挠度值受到汽车总布置允许的工作行程的限制。以一辆轿车的前悬架为例，单侧悬架设计簧载质量 $m_{s1} = 261\text{kg}$，空载簧载质量 $m'_{s1} = 210\text{kg}$，设计偏频 $n_1 = 1.0\text{Hz}$，为了满足空载时的偏频要求，由式(5-3-4)可求出悬架的刚度应当为 $C_{s1} = 8.29\text{N/mm}$。如果悬架在整个工作行程内都具有相同的刚度，则从设计位置到悬架弹簧完全松驰的车轮下落行程为

$$\frac{G_{s1}}{C_{s1}} = \frac{261 \times 9.8}{8.29} = 308.5\text{mm}$$

对于一辆真实的轿车，这么大的行程既不必要，也无法实现。

为了同时满足在设计载荷位置附近的低刚度和有限的悬架工作行程的要求，悬架往往设计成具有非线性的弹性特性。一般是靠增加上下行程限位缓冲块或辅助弹簧以增加行程端点附近的刚度。典型的轿车前悬架弹性特性曲线如图 5-3-60 所示，其中纵坐标为在车轮上作用的垂向载荷 P，横坐标为在车轮中心处测得的由该载荷引起的相对车身的垂向位移 f。从图中可以看出，悬架的总的工作行程为 207mm，其中设计载荷处的静挠度 $f_c = 115\text{mm}$，动挠度 $f_d = 92\text{mm}$。为了防止汽车行驶过程中频繁撞击限位块，应当有足够的动挠度，对于轿车 f_d/f_c 的值应不小于 0.5，大客车应不小于 0.75，载货汽车 1.0，而行驶路况恶劣的越野车，这个值还要大一些。从图中还可看出，从空载位置到弹簧完

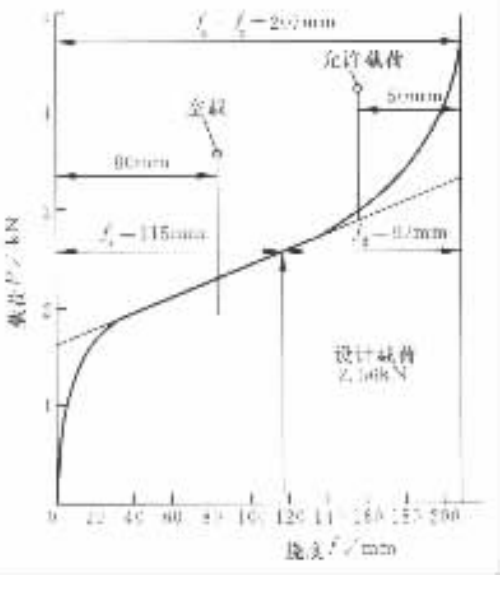


图 5-3-60　典型轿车前悬架的弹性特性

全松弛的反弹行程为 80mm，从允许轮载到压缩行程限位块压死的剩余压缩行程为 50mm。前者对保证行驶过程中轮胎保持必要的接地能力具有重要意义，后者则可以避免曲线行驶过程中车身质心位置过分抬高。

汽车的轴荷随整车装载质量不同而变化，尤其对于载货汽车的后悬架，空满载时的轴荷相差甚远。如果在预期的载荷变化范围之内悬架具有定刚度，即悬架的弹性特性是线性的，则可能满载时满足偏频要求而空载时偏频过大使平顺性降低，或者是空载时满足偏频要求而满载时动挠度过小，使行驶过程中频繁撞击限位块。为了解决这一矛盾，大客车的悬架与载货汽车的后悬架应该具有非线性的弹性特性。图 5－3－61 所示为理论上的理想弹性特性，具有这种特性的悬架，在任意载荷状况下，系统的固有振动频率都保持不变，即

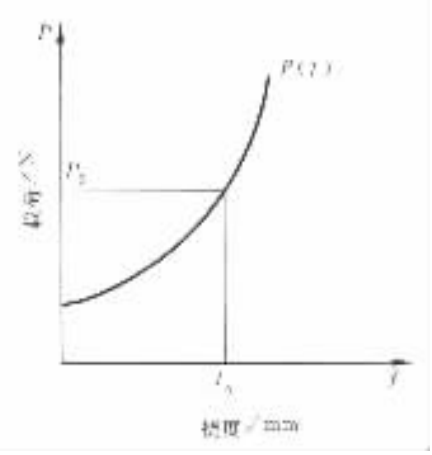


图 5－3－61 保持偏频不变的悬架弹性特性

$$n(f)=\frac{1}{2\pi}\cdot\sqrt{\frac{C_s(f)}{P(f)/g}}=n_0=\frac{1}{2\pi}\cdot\sqrt{\frac{C_{s0}}{P_0/g}}=\text{const} \tag{5-3-6}$$

式中 P_0——设计载荷，N；

C_{s0}——设计载荷下的悬架刚度，N/mm；

f——悬架的挠度，mm。

将 $C_s(f)=\mathrm{d}P(f)/\mathrm{d}f$ 代入上式并整理得到

$$\frac{\mathrm{d}P(f)}{P(f)}=\frac{\mathrm{d}f}{f_0}$$

积分得到

$$\ln P(f)=f/f_0+A$$

由于 $f=f_0$ 时，$P(f)=P_0$，故 $A=\ln P_0-1$，代入上式得

$$P(f)=P_0\exp\left(\frac{f}{f_0}-1\right) \tag{5-3-7}$$

为了近似实现这种理想悬架特性，可以采取使用空气弹簧或在悬架中增加辅助弹簧的办法。空气弹簧有利于保持不同载荷下振动频率不变（详见第六节），并且还可以方便地实现车身高度调节，但成本较高。增加辅助弹簧可以采用两级式主副钢板弹簧（见图 5－3－62）或渐变刚度钢板弹簧（见第四节“三”）或橡胶辅助弹簧（见图 5－3－63）。采用辅助弹簧时，应当针对不同的车型及其用途合理地确定悬架的弹性特性，包括主弹簧的刚度，辅助弹簧开始作用的载荷以及辅助弹簧起作用以后主簧及副簧的总刚度。

2. 阻尼特性

当汽车悬架仅有弹性元件而无摩擦或减振装置时，汽车悬挂质量的振动将会延续很长时间，因此，悬架中一定要有减振的阻尼力。对于选定的悬架刚度，只有恰当地选择阻尼力才能充分发挥悬架的缓冲减振作用。

现代汽车悬架都装有专门的减振装置，即减振器，其减振的阻尼力 F 可用下式表达：

$$F=kv^i$$

式中 k——减振器阻尼系数；

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

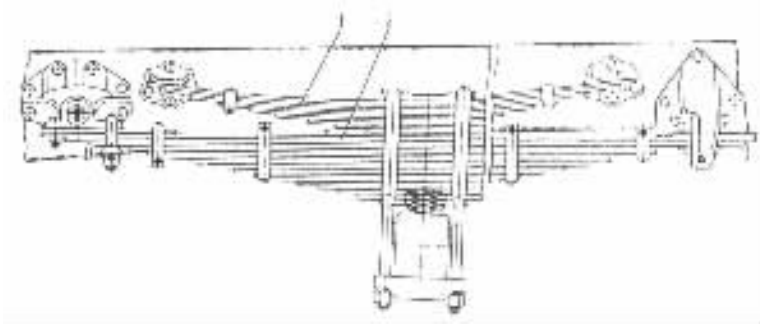


图 5－3－62　载货汽车主、副钢板弹簧后悬架

1－主簧 2－副簧

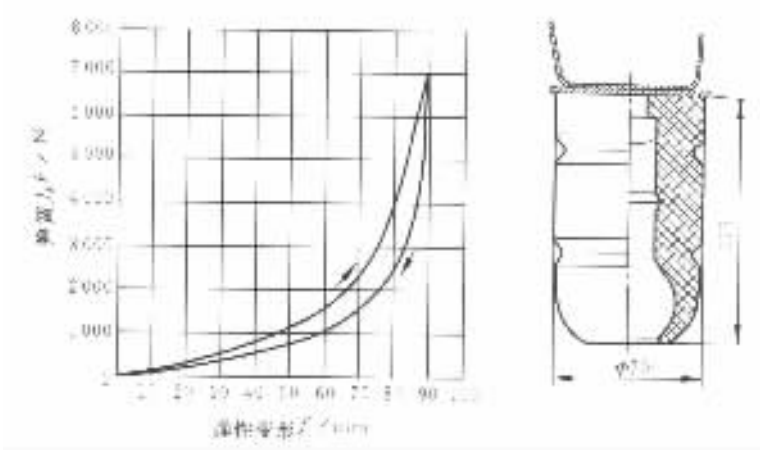


图 5－3－63　橡胶辅助弹簧及其弹性特性

v——减振器活塞相对缸筒的运动速度；

i——常数，通常减振器在卸荷阀打开前 $i=1$。

当 F 与 v 成线性关系时，减振器则有线性的阻力一速度特性。减振器的另一种常用特性是阻力一位移特性，它表示减振器在压缩和伸张行程中的阻力变化性能，在专门的减振器试验台上测得。测试时取减振器的行程为 100mm，振动频率为 25，50，100 次/min 不等，测试结果可获得如图 5－3－64(a)所示的封闭图。基线以上和以下分别为伸张行程和压缩行程。由该图可得出伸张和压缩时的最大减振器阻力值及减振器一个全行程所作的功，后者可根据封闭线包围的面积来确定。此图即为减振器的示功图。而减振器的阻力一速度特性则反映了振动速度变化时减振器的阻力变化规律。图 5－3－64(b)就给出了与图 5－3－64(a)相应的阻力一速度特性曲线。该线可视为由四根近似直线的线段组成，在卸荷阀打开前的那一段线的斜率即为阻尼系数值。

对于一个带有线性阻尼减振器的悬架系统或弹簧一质量一阻尼系统，可用相对阻尼比 ζ 来评价阻尼的大小或振动衰减的快慢程度。

相对阻尼比可表达为

$$\zeta=\frac{k}{2\sqrt{C_s m_s}}$$

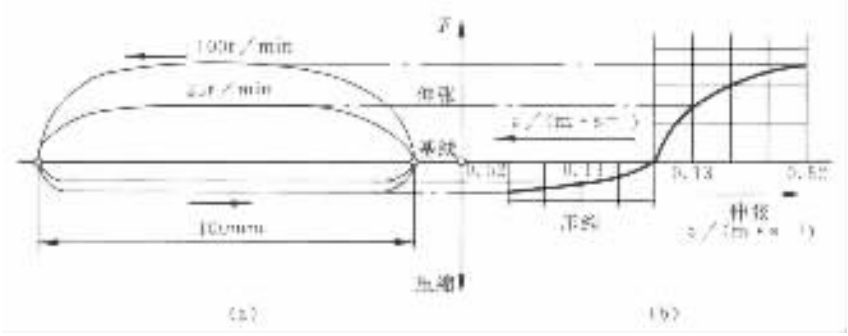


图 5－3－64 减振器的阻力－位移特性与阻力－速度特性

式中 C_s——弹簧刚度；

m_s——悬挂部分的质量。

上式表明，减振器的阻尼作用除与其阻尼系数 k 有关外，也与悬架刚度及悬挂质量有关。不同刚度和不同质量的悬架系统匹配时会产生不同的阻尼效果。为了获得良好的平顺性，典型的相对阻尼比如表 5－3－3 所示。

表 5－3－3 汽车悬架的偏频及相对阻尼比

	空气弹簧				钢制弹簧			
	轿车		载货汽车		轿车		载货汽车	
	前悬架	后悬架	前悬架	后悬架	前悬架	后悬架	前悬架	后悬架
偏频 n/Hz	0.5	0.8	0.8	1.2	1.0	1.2	1.3	1.5
相对阻尼比 ζ	0.8	0.6	0.8	0.6	0.4	0.2	0.4	0.3

应当指出，在任何给定的弹簧刚度下，为了获得良好的乘坐舒适性即尽量减小悬挂质量的振动加速度均方根值所选择的最佳阻尼与为了获得最佳轮胎接地能力即尽量减小车轮载荷变化量所选择的最佳阻尼并不一致。通常情况下，前者较后者小一些，并且弹簧刚度越小，这两者之间的差别越大。有研究表明，对一般轿车的常用悬架刚度，平顺性最优对应的阻尼比约为接地性最优对应的阻尼比的 46%，亦即要使车轮动载最小，则车身振动的加速度均方根值会提高(较最佳情况)21%，反之，保证平顺性最佳，则车轮动载变化量会上升 19%。因此在选择阻尼比时，应综合考虑到这两方面的要求选择折衷方案。

对于不同的道路状况，要求的阻尼力也不尽相同。行驶在平坦的良好路面时，要求悬架有小阻尼，行驶在坏路时，则要求有较大的阻尼。此外，现代汽车的减振器在压缩行程和伸张行程时的阻尼系数 k 值也不一样，压缩行程的阻尼系数较小，约为伸张行程的 1/2 左右。

通过阀系的合理设计，现代的液压减振器可以方便地实现非线性阻尼特性，其阻尼力可以随活塞与缸筒相对运动的方向、速度以及二者之间的相对位置而变化。有些轿车的减振器在设计载荷位置附近增加了减振器液的附加通道，以便在良好路面行驶时，使阻尼系数较小以获得良好的平顺性，同时保证在大行程时还能提供足够的阻尼力。在竞赛用车上，通常换装具有常规汽车 2 倍阻尼系数的减振器。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

汽车悬架中的另一类阻尼力为寄生摩擦力，包括各铰接点和滑动件以及传动半轴花键处的干摩擦等，普通轿车单轮的摩擦力约为 ±200N。这类阻尼一般表现为库仑摩擦力，即当车轮载荷有小的变化时，悬架由于摩擦的影响而失去缓冲作用，导致平顺性下降，在一定的外部激励条件下，还可能发生车身与车轮作为一个整体以轮胎刚度所对应的频率共振。这种阻尼对操纵稳定性也不利，因而在设计过程中应设法使之减到最小。比如在多片式钢板弹簧的各叶片之间加装塑料减摩垫片，在导向杆系的各连接点处采用橡胶支承以利用其剪切变形减少摩擦，或者采用成本相对较高的带润滑的刚性球铰。

3. 非悬挂质量

根据是否由悬架弹簧支撑，汽车的总质量可以分为悬挂质量和非悬挂质量两部分。非悬挂质量即非簧载质量，例如车轮和转向节的质量，在非独立悬架中还包括连接左右车轮的从动桥的整个刚性梁，或非断开式驱动桥的整个桥的质量，包括主减速器、差速器以及半轴的质量，还有传动轴的部分质量。此外，还应包括车轮或车桥与车身或车架之间各连接件质量的一半，比如导向机构的摆臂、弹簧（固定在车架上的扭杆弹簧除外）、减振器、横向推力杆、转向横拉杆等。装用独立悬架的断开式驱动桥的摆动半轴与等速万向节相连的外端秤重也属于非悬挂部分。

为了获得良好的平顺性和操纵稳定性，非悬挂质量应当尽量小。一般而言，对于轿车的非驱动桥，其非悬挂质量约在 50～90kg 之间，采用独立悬架时约为下限，采用非独立悬架时约为上限，采用复合纵臂式后支持桥悬架时约为中间值。对于轿车驱动桥，采用独立悬架的非悬挂质量为 60～100kg，而非独立悬架由于带有主减速器、差速器和刚体桥壳，非悬挂质量可达 100～140kg，表 5－3－4 中列出了几种典型悬架的非悬挂质量与悬挂质量的比例关系。

表 5－3－4 几种典型悬架的非悬挂质量与悬挂质量的比例关系

悬架类型	非悬挂质量/总质量 $m_u/(m_s+m_u)$	悬挂质量/总质量 $m_s/(m_s+m_u)$	悬挂质量/非悬挂质量 m_s/m_u	非悬挂质量/悬挂质量 m_u/m_s
双横臂，螺旋弹簧，中央制动器	13%	87%	6.7	14.9%
De Dion 桥，螺旋弹簧，中央制动器	15%	85%	5.7	17.6%
双横臂，螺旋弹簧	18%	82%	4.6	22.0%
纵臂，螺旋弹簧	18%	82%	4.6	22.0%
De Dion 桥，螺旋弹簧	20%	80%	4.0	25.0%
整体刚性桥，导向杆系，螺旋弹簧	22%	78%	3.5	28.2%
整体刚性桥，钢板弹簧	26%	74%	2.8	35.1%

二、影响操纵稳定性的参数

与平顺性相比，操纵稳定性的评价指标要复杂得多，包括稳态、瞬态转向特性及保持直线行驶的能力。悬架参数通过影响转向时的车轮载荷转移、车轮跳动或车身侧倾时车轮定位角的变化以及悬架与转向杆系的运动干涉和整体桥的轴转向等方面影响汽车的操纵稳定性。本节主要讨论侧倾中心及侧倾角刚度，其余方面在第八节中介绍。

1. 侧倾中心

根据 SAE J670e 的定义，侧倾中心为通过左右车轮中心的垂直横断面上的一点，在该点向悬挂质量上施加一个横向作用力不会引起悬架的侧倾变形。

在该定义中，并未指出侧倾中心一定要位于左右车轮的对称平面上，但对于一般的车辆而言，假设其位于对称面上，则既方便分析，也基本上符合实际情况。根据定义，每一对车轮（或悬架）都有一个侧倾中心，对于双轴汽车，前后悬架侧倾中心的连线称为侧倾轴线。

在用计算机作悬架或操纵稳定性的仿真分析时，由于可以精确地解出各处相互作用力的大小和方向（假设有足够的已知条件），并不一定非要采用侧倾中心的概念。但侧倾中心反映了悬架导向机构的重要特征，侧倾中心高度对车身侧倾角和轮荷转移有决定性的影响。当车身在转向行驶时发生实际侧倾后，由于悬架的变形和导向机构位置的变化，侧倾中心位置也会相应改变。为了简明起见，本节仅讨论汽车在平坦路面上受到微小横向加速度作用时的情况，并以此说明侧倾中心的意义。

不失一般性，今取某汽车的刚性后桥（在做侧倾分析时，独立悬架也可以合理地简化为这种情形，因为这里只用到整体力平衡分析，并未涉及某一具体传力杆的作用力）作为隔离体分析其受力。图 5－3－65 所示为汽车向左转向行驶时的后视图。其中 G_u，G_s 分别代表非悬挂质量和悬挂质量的质心位置，R 代表侧倾中心位置，它们距地面的高度分别为 H_s，H_s 和 h；F_u，F_s，W_u，W_s 分别为非悬挂质量和悬挂质量所受的离心力和重力，M_s 为 F_s，W_s 向侧倾中心移动带来的侧倾力矩，F_T 为左右轮荷转移量。

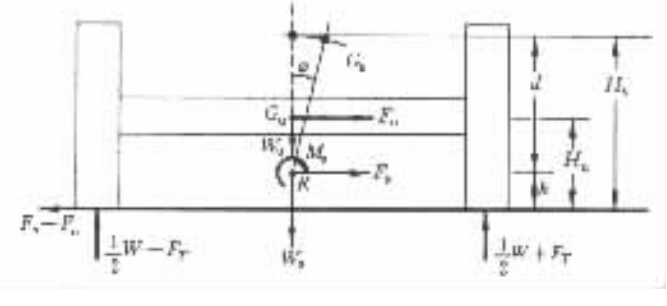


图 5－3－65 汽车左转侧倾时后桥的受力分析简图

汽车在横向加速度 a_y 的作用下，悬挂质量的侧倾角为 φ。容易得到图中各力和力矩的大小为

$$\left.\begin{aligned} F_u &= m_u a_y \\ F_s &= m_s a_y \\ M_s &= F_s d\cos\varphi + W_s d\sin\varphi \\ &= m_s a_y d\cos\varphi + m_s g d\sin\varphi \end{aligned}\right\} \tag{5-3-8}$$

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

式中 $d = H_s - h$，取轮距为 B，则

$$F_T = \frac{1}{B}(F_u H_u + F_s h + M_s)$$
$$= \frac{m_u a_y H_u}{B} + \frac{m_s a_y h}{B} + \frac{m_s a_y d\cos\varphi + m_s g d\sin\varphi}{B} \tag{5-3-9}$$

式中$\frac{m_u a_y H_u}{B}$为非悬挂质量离心力引起的轮荷转移，$\frac{m_s a_y h}{B}$为作用点移至侧倾中心处的悬挂质量离心力引起的轮荷转移，$\frac{m_s a_y d\cos\varphi + m_s g d\sin\varphi}{B}$为作用在侧倾中心处的侧倾力矩所引起的轮荷转移。第二项的作用力由悬架中的导向传力杆系传递，第三项的作用力由悬架中的弹性元件和横向稳定杆承担。

将式(5-3-9)中的第二、三两项合并，不难得到

$$\frac{m_s a_y h}{B} + \frac{m_s a_y d\cos\varphi + m_s g d\sin\varphi}{B}$$
$$= \frac{m_s a_y (h + d\cos\varphi)}{B} + \frac{m_s g d\sin\varphi}{B} \tag{5-3-10}$$

这也就是悬挂质量离心力及由于侧倾后重力偏离对称中心面所引起的轮荷转移，若角度 φ 足够小，则近似有 $\cos\varphi \approx 1$，$\sin\varphi \approx 0$，式(5-3-10)右边为$\frac{m_s a_y H_s}{B}$。

由上述分析不难看出，侧倾中心的高度变化实质上并不改变由悬挂质量离心力以及侧倾后质心偏移所带来的轮荷转移量，它改变的是在轮荷转移过程中侧倾力矩的大小和由弹性元件、传力杆系所分担的力的比例。侧倾中心越高（h 值越大），则侧倾力矩 M_s 越小；在一定侧倾角刚度下车身的侧倾角越小，由弹簧及横向稳定杆传递的力越小，而由传力杆系所传递的力也就越大，反之亦然。在汽车的设计中为了减小车身侧倾角，一般希望侧倾中心高一些（若 $h = H_s$，则车身不发生侧倾），但轿车的悬架（尤其是前悬架）一般采用独立悬架，过高的侧倾中心可能导致车轮跳动时过大的轮距变化，加剧轮胎磨损。在确定侧倾中心高度时应综合考虑这些因素。常用的轿车前独立悬架侧倾中心高度为 0～120mm，后独立悬架（不包括纵臂式）侧倾中心高度为 80～150mm。

图 5-3-66 给出了常用独立悬架结构的侧倾中心位置图。

2. 侧倾角刚度

前已述及，悬挂质量的离心力通过两个途径造成汽车左右车轮轮荷转移。为了考察悬架侧倾角刚度 C_φ 对操纵稳定性的影响，我们不妨假设汽车的悬挂质量 m_s 由两部分组成，即位于前悬架上的质点 m_{s1}和位于后悬架上的质点 m_{s2}，m_{s1}与 m_{s2}的分配及位置刚好符合 m_s 的质心位置，m_{s1}与 m_{s2}之间通过无质量、扭转刚度无限大的纵向平面联接以保证具有同样的侧倾角 φ。这样，在横向加速度 a_y 作用下，离心力 $F_{s1} = m_{s1} a_y$ 和 $F_{s2} = m_{s2} a_y$，分别向前、后悬架的侧倾中心处简化，得到 $M_{s1} = m_{s1} a_y d_1$，$M_{s2} = m_{s2} a_y d_2$（为简便起见，忽略角度 φ 的影响）。作用在前、后侧倾中心处的 F_{s1}和 F_{s2}由前、后悬架的传力杆系分别承担，而在 M_{s1}，M_{s2}的作用下，悬挂质量转过的角度 φ_1，φ_2 与前、后悬架侧倾角刚度 $C_{\varphi1}$，$C_{\varphi2}$之间有：

$$M_{s1} = C_{\varphi1}\varphi_1$$
$$M_{s2} = C_{\varphi2}\varphi_2$$

由于结构上的原因，必须有 $\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi$，因此前后悬架所承受的实际侧倾力矩 M'_{s1}，M'_{s2} 要依照 $C_{\varphi1}$与 $C_{\varphi2}$的比例重新分配，即：

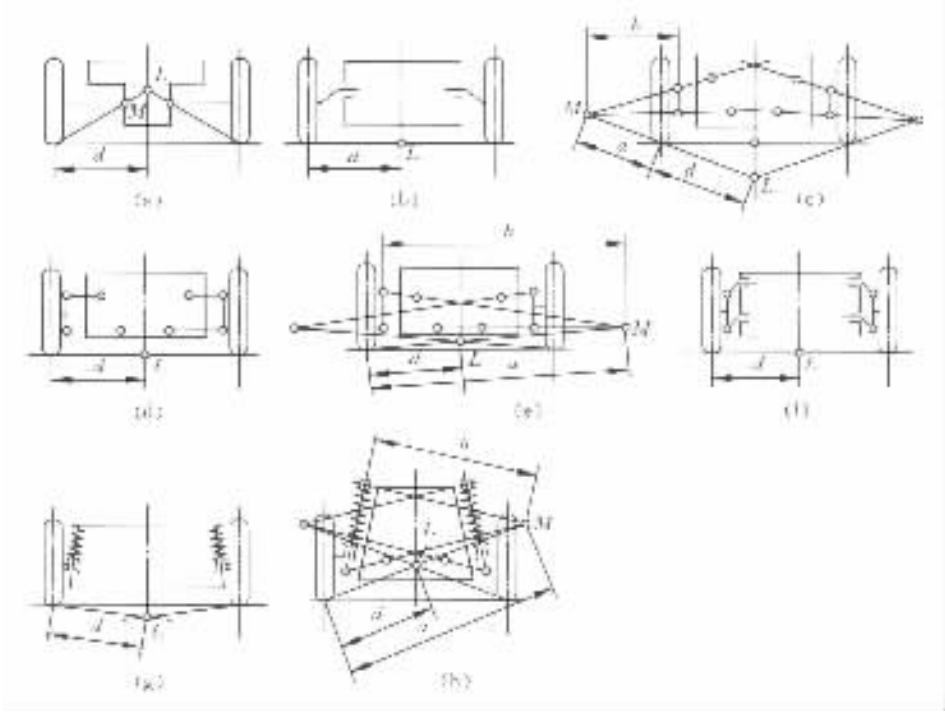


图 5－3－66 独立悬架侧倾中心的确定及侧倾角刚度的计算用简图

(a)单横臂式；(b)单纵臂式；(c)(d)(e)双横臂式；(f)双纵臂式；(g)烛式；(h)麦克弗逊式

L－侧倾中心

$$\left.\begin{aligned}\varphi=\varphi_1=\varphi_2&=\frac{M_{s1}+M_{s2}}{C_{\varphi1}+C_{\varphi2}}=\frac{M'_{s1}+M'_{s2}}{C_{\varphi1}+C_{\varphi2}}\\ M'_{s1}&=C_{\varphi1}\varphi_1=\frac{C_{\varphi1}}{C_{\varphi1}+C_{\varphi2}}(M_{s1}+M_{s2})\\ M'_{s2}&=C_{\varphi2}\varphi_2=\frac{C_{\varphi2}}{C_{\varphi1}+C_{\varphi2}}(M_{s1}+M_{s2})\end{aligned}\right\}\tag{5-3-11}$$

当汽车前、后悬架侧倾中心的高度确定后，在一定的横向加速度下，悬挂质量的离心力相对于侧倾中心的总的侧倾力矩($M_{s1}+M_{s2}$)是一定的，前、后悬架的侧倾角刚度 $C_{\varphi1}$，$C_{\varphi2}$的值就决定了前、后悬架上实际承受的侧倾力矩 M'_{s1}，M'_{s2}的大小，从而决定了由于侧倾力矩的作用通过悬架的弹性元件和横向稳定杆传递而造成的那一部分左右轮荷转移量的大小。

因此，悬架的侧倾角刚度越大，则该桥上发生的轮荷转移量也就越大。

由于汽车轮胎在一定侧偏角下传递侧向力的能力随垂向载荷的增加会出现非线性变化(见图 5－3－67)，因而当载荷转移量足够大时，外轮垂向载荷增加造成的侧向力增量小于内轮垂向载荷减小同一数值造成的侧向力损失，亦即左右车轮传递侧向力的整体能力有所下降。当传递足够的侧向力时，势必导致轮胎侧偏角的增大，对于前桥，侧偏角增大意味着趋于不足转向，对于后桥则意味着趋于过多转向。因此，增加前悬架的侧倾角刚度有利于使汽车趋于不足转向，增加后悬架的侧倾角刚度有利于使汽车趋于过多转向。这一效果如图 5－3－68 所示，图中给出了某车在不同前后侧倾角刚度分配情况下定半径转向时方向盘转角随横向加速度变化的曲线，其中虚线为前后横向稳定杆具有相同的刚度，实线为前横向稳定杆刚度增加

69%，后横向稳定杆刚度减少相同值（即保持前后横向稳定杆刚度之和不变）。显然，前横向稳定杆刚度增加后，汽车具有更大的不足转向量，在大横向加速度下尤为明显。对于行驶在光滑的道路表面，横向加速度不大的情况，由于轮胎工作在图 5－3－67 中的线性段，侧倾角刚度的分配对汽车的稳态转向特性并无影响。

在确定悬架的侧倾角刚度时，还应当注意使前后悬架的侧倾角刚度之和（$C_{\varphi 1}+C_{\varphi 2}$）足够大，以保证汽车转弯行驶时车身侧倾角不致过大，通常在 0.4g 横向加速度下车身侧倾角应小于 6°。

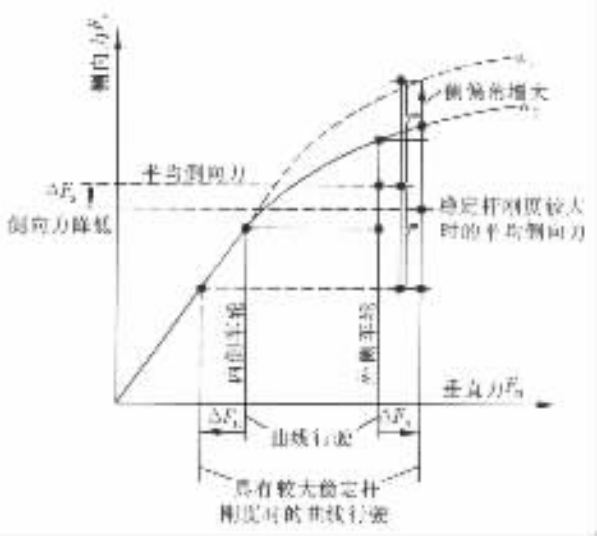


图 5－3－67　由于轮荷转移造成传递侧向力能力下降

三、影响纵向稳定性的参数

汽车在制动或加速行驶时，由于惯性力的作用会造成轴荷转移，并伴随前、后悬架的变形，表现为制动时的“点头抬尾”和驱动加速时的“仰头垂尾”现象。悬架设计时应考虑采取相应的措施减少或消除制动及驱动时悬架的变形。

悬架抗点头效果的原理如图 5－3－69（a）所示。双横臂前悬架的上下横臂之间有一个夹角，它们的交点形成了在纵向平面内的等效摆动中心 C。由于制动造成的轴荷转移 ΔW 对 C 点的力矩使悬架弹簧压缩，造成点头，而前轮处的制动力 pF（F 为汽车总制动力，p 为前桥制动力比率）对 C 点的力矩则使弹簧伸长，补偿或消除点头，达到“抗点头”的目的。后悬架的制动抗抬尾原理与前悬抗点头类似，如图 5－3－69（b）所示。显然构成抗点头抗抬尾效果的因素有两个，第一是地面对轮胎的作用力。pF 和 $(1-p)F$，第二是恰当的摆动中心 C 的位置。因此，驱动时前悬抗仰头和后悬抗垂尾的作用原理虽然与制动时抗点头抗抬尾相类似，但只有前驱动的前悬架可以具有抗仰头效果，后驱动的后悬架具有抗垂尾效果，因为在非驱动车轮上没有地面施加的驱动力，亦即少了前述的第一个因素。

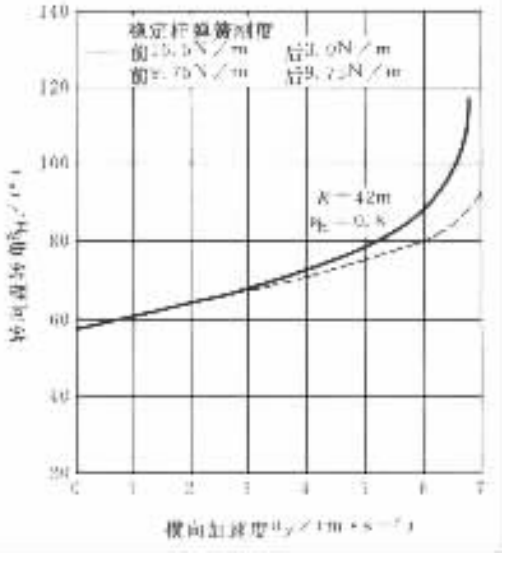


图 5－3－68　前后悬架角刚度分配对汽车稳态转向特性的影响

悬架抗点头的效果可以用图 5－3－69（a）中的角度 θ_f 表征。在图中，假设悬挂质量的质心高度为 H，汽车的轴距为 L，并略去非悬挂质量的惯性力对轴荷转移的影响，近似地认为悬挂质量的惯性力等于制动力 F，同时忽略纵倾以后车轮定位角以及 C 点位置的变化，不考虑车轮减速的旋转惯性力等一些因素，可以得到轴荷转移量 $\Delta W=FH/L$，因此使悬架绕 C 点转动亦即使弹簧压缩导致汽车发生点头的力矩为

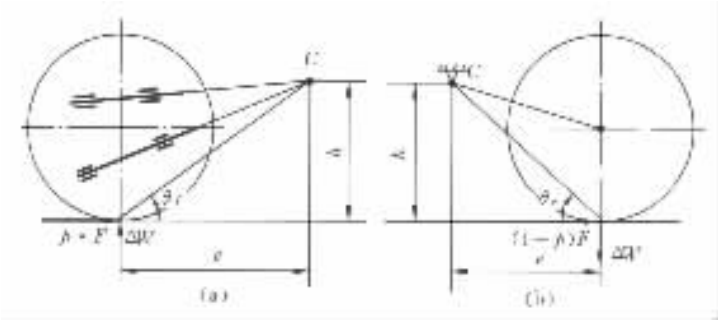


图 5－3－69 悬架抗纵倾原理

(a)前悬架；(b)后悬架

$$M = \Delta We - pFh = F\frac{H}{L}e - pFh \tag{5-3-12}$$

式中第二项为抗点头力矩，该项越大，则点头角越小，用第二项与第一项的比值作为判断抗点头效果的特征参量，则有

$$J_f = \frac{pFh}{F\frac{H}{L}e} = \frac{\frac{h}{e}}{\frac{H}{pL}} = \frac{\tan\theta_f}{\tan\theta_{fi}} \tag{5-3-13}$$

不难看出，pFh 值愈接近 $F(H/L)e$ 值即 M 值愈小，则 J_f 值愈大，抗点头效果愈好。$\theta_{fi} = \tan^{-1}\frac{H}{pL}$ 称为理想抗点头角，因为若 $\theta_f = \theta_{fi}$，则式(5－3－12)中 $M = 0$，前悬架在制动时完全不发生点头，具有‘理想’的抗点头效果。

但在实际上，这种理想特性是无法实现的。因为过高的 C 点将使前轮在遇到路面凸起上跳时，向凸起‘撞’过去，损害汽车在坏路上行驶的平顺性，增大振动冲击和悬架零件的冲击载荷。另外在布置上也具有一定难度，不便于和转向杆系协调布置。C 点过高还会导致车轮跳动时主销后倾角的变化量过大，因而在大多数轿车上，其前悬架的抗点头因数 J_f 取折衷的 20%～25%，很少超过 50%。

对于后悬架，其抗抬尾效果可用 J_r 表示：

$$J_r = \frac{\tan\theta_r}{\tan\theta_{ri}} \tag{5-3-14}$$

其中 $\theta_{ri} = \arctan\frac{H}{(1-p)L}$。

汽车驱动时，驱动半轴作用于车轮上的驱动力矩与地面作用于车轮上的驱动力形成作用于车轮中心处的合力，参考图 5－3－69，可以得到评价前轮驱动汽车前悬架抗仰头效果的特征参量为

$$J'_f = \frac{\tan J'_f}{\tan J'_{fi}} \tag{5-3-15}$$

其中 $J'_{fi} = \arctan\frac{H}{L}$。

对于后轮驱动汽车的后悬架，其抗垂尾效果可表示为

$$J'_r = \frac{\tan\theta'_r}{\tan\theta'_{ri}} \tag{5-3-16}$$

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

其中 $\theta'_{ri} = \arctan \frac{H}{L}$。

在轿车的纵置钢板弹簧非独立后悬架中，可采用非对称板簧获得抗纵倾特性，其典型结构如图 5－3－70 所示。

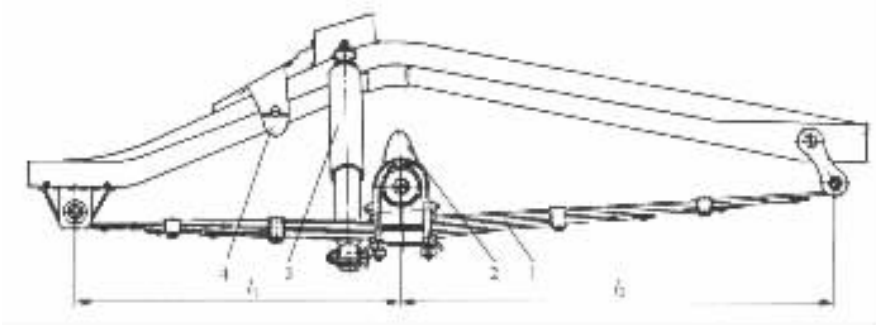


图 5－3－70　非对称纵置板簧后悬架

1－板簧；2－限位块；3－减振器；4－辅助缓冲块

其作用原理为在地面制动力 $(1-p)F$ 的作用下，板簧将发生纵向扭转变形，由于非对称所导致的板簧前后段刚度差将使得扭转后车轮中心相对于车架有一个上升量 f_x（下标 x 代表在纵向力即 x 方向力作用下所产生的车轮中心垂向位移），该位移可部分或全部补偿由于轴荷转移 ΔW 而带来的车轮相对于车架的下移量 f_z（下标 z 代表由于垂向力即 z 方向作用力导致的车轮中心垂向位移）。为了突出主要矛盾，略去吊耳处水平分力对板簧变形的影响，并假设板簧处于水平位置，则上述原理可用图 5－3－71 表示，图中 l_1 及 l 分别为板簧前段长及全长，P 为由于制动力 $(1-p)F$ 的作用而在板簧吊耳处引起的垂向反力，f'，f'' 分别表示由于 P 的作用造成的板簧前后端变形量。记板簧前半段、后半段及整体垂向刚度分别为 C'、C'' 和 C，并定义 $k = l_1/l$，则有：

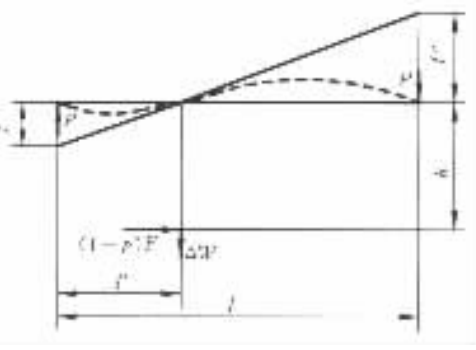


图 5－3－71　非对称板簧抗纵倾原理图（制动工况下）

$$C' = \frac{(1-k)^2}{k}C$$

$$C'' = \frac{k^2}{1-k}C$$

于是

$$f' = \frac{P}{C'} = \frac{k}{(1-k)^2} \cdot \frac{P}{C}$$

$$f'' = \frac{P}{C''} = \frac{1-k}{k^2} \cdot \frac{P}{C}$$

$$f_x = (f' + f'') \cdot \frac{l_1}{l} - f' = \left(\frac{1-k}{k} - \frac{k}{1-k}\right) \cdot \frac{P}{C}$$

定义板簧的非对称系数 $\varepsilon = (1-k)/k$，则上式可写成

$$f_x = \left(\varepsilon - \frac{1}{\varepsilon}\right) \cdot \frac{P}{C} \tag{5-3-17}$$

当 $\varepsilon = 1$ 即板簧前后段等长时，$f_x = 0$，不具有抗纵倾效果，当 $\varepsilon > 1$，即板簧后段长于前段时，$f_x > 0$，可以起到抗纵倾的作用。

与独立悬架相类似，可以采用由于水平作用力导致的车轮中心处的补偿位移量 f_x 与轴荷转移所造成的位移量 f_z 的比值来评价抗纵倾效果，即：

$$J_r = \frac{f_x}{f_z} \tag{5-3-18}$$

采用与式(5-3-12)相类似的假设，得到

$$f_z = \frac{\Delta W}{C} = \frac{FH}{L} \cdot \frac{1}{C} \tag{5-3-19}$$

将 $P = \frac{(1-p)Fh}{l}$ 及式(5-3-17)，(5-3-19)代入式(5-3-18)，得到

$$J_r = \frac{\left(\varepsilon - \frac{1}{\varepsilon}\right)\frac{h}{l}}{\frac{H}{(1-p)L}} \tag{5-3-20}$$

与式(5-3-14)比较，二者之间在形式上是一致的。

图 5-3-70 所示的结构在驱动时也具有抗垂尾效果，用与式(5-3-16)相类似的方式可表达为

$$J'_r = \frac{\left(\varepsilon - \frac{1}{\varepsilon}\right)\frac{h}{l}}{\frac{H}{L}} \tag{5-3-21}$$

式(5-3-21)适用于后轮驱动汽车，如果是全轮驱动，则有

$$J'_r = \frac{\left(\varepsilon - \frac{1}{\varepsilon}\right)\frac{h}{l}}{\frac{H}{(1-t)L}} \tag{5-3-22}$$

式中 t 为前桥的驱动力所占的百分比。

第三节 汽车钢板弹簧设计

钢板弹簧的使用可以追溯到比汽车更早的马车时代。当时的安装方法是在如现代汽车所用的纵置钢板弹簧之上再倒置一与之相同的纵置钢板弹簧，且使这两组板簧的主片带有一定的曲率，上下板簧的两端分别相连形成近似椭圆的板簧组。因此人们习惯性地将汽车上采用的板簧按其安装方式不同称为“半椭圆”或“四分之一椭圆”板簧，但实际上现代大多数汽车的钢板弹簧在其设计载荷下都近似于平直，不再有明显的“椭圆”曲率。

由于钢板弹簧具有结构简单，制造、维修方便；除了作为弹性元件外，还可兼起导向和传递侧向、纵向力和力矩的作用；在车架或车身上两点支承，受力合理；可实现变刚度特性等一些特点而得到了广泛应用。但钢板弹簧也有其明显的不足，即单位质量的储能量较小，对于传统的多片簧而言当其最大许用应力取 1100MPa 时，单位质量储能量约为 94J/kg。相比之下，在 1100MPa 应力下，螺旋弹簧的储能量为 510J/kg，而扭杆弹簧在 965MPa 应力下为 390J/kg。这就

试读结束：需要全本请在线购买：www.ertongbook.com

意味着在同样的使用条件下，钢板弹簧要重一些。在设计和使用钢板弹簧时，必须注意尽量发挥其优点以弥补不足。近年来轿车上采用钢板弹簧作为弹性元件的已越来越少，但在载货汽车上钢板弹簧仍是首选的弹性元件。

板簧的结构形式、材料、加工制造手段和设计方法一直在进步和发展。目前已有传统的多片簧、少片变截面簧和渐变刚度板簧可以适应不同的需要。近年来，有人开发出中、低碳系列的弹簧钢代替原先一直采用的高碳弹簧钢以提高可加工性，还有的采用复合材料以减轻自重。在加工手段上，则普遍采用了预压和应力喷丸等措施提高板簧的疲劳寿命。钢板弹簧的设计也从传统的初选参数→试制→试验→修改设计的模式逐步转向经验设计与优化设计相结合以缩短开发周期，减少浪费。

广义而言，板簧设计应通过合理选择结构型式和设计参数使板簧能够满足整车总布置所规定的弹性特性和装配要求，在使用中具有足够的疲劳寿命，满足轻量化设计的要求，并且有经济可行的生产成本。

一、多片钢板弹簧的设计与计算

1. 钢板弹簧的结构

(1)叶片的截面形状

最常用的板簧材料为热轧弹簧扁钢，其截面形状为上下表面平坦(允许稍向内凹)。两侧为圆边，圆边半径为厚度的 0.65 ~ 0.85 倍。由于板簧的疲劳破坏总是始于受拉伸的上表面，故下表面常采用如图 5 – 3 – 72(b)，(c)，(d)所示的抛物线侧边或单面单槽、单面双槽形状以使截面的中性轴向上移动，减小拉伸应力。通常认为许用压应力可大于许用拉应力，其比值达 1.27 ~ 1.30。经验表明，采用图(b)、(c)、(d)截面的板簧与采用传统图(a)截面的板簧相比可节约 10% ~ 14%的钢材，疲劳寿命约可提高 30%。

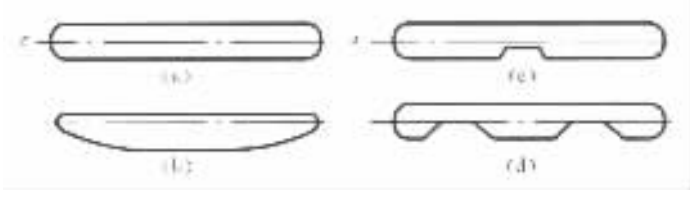


图 5 – 3 – 72　钢板弹簧的截面形状

(a)标准型；(b)抛物线侧边；(c)单面单槽；(d)单面双槽

(2)叶片的端部结构

叶片的端部可以按其形状和加工方式分为矩形、梯形(片端切角)、椭圆形(片端压延)和片端压延切断四种，分别如图 5 – 3 – 73(a)，(b)，(c)，(d)所示。其中矩形为制造成本最低的一种(由于对片端不做任何加工)，但同时也是效果最差的一种。与压延过的片端相比，在片端的接触区域内，传递的压力更大也更集中，导致片间摩擦和磨损加剧。同时，也使板簧的作用机理与‘等应力’方式相去甚远，导致了板簧质量的增大。梯形(片端切角)结构比矩形有所改善，制造成本略有增加。片端压延的椭圆形端部更接近于理想的‘等应力’形状，并且在接触区内压力分布更均匀，片间摩擦磨损都有所减少，但需要专门的压延设备。压延后再切断的端部结构制造成本最高，效果也最好。

(3)钢板弹簧端部的支承型式

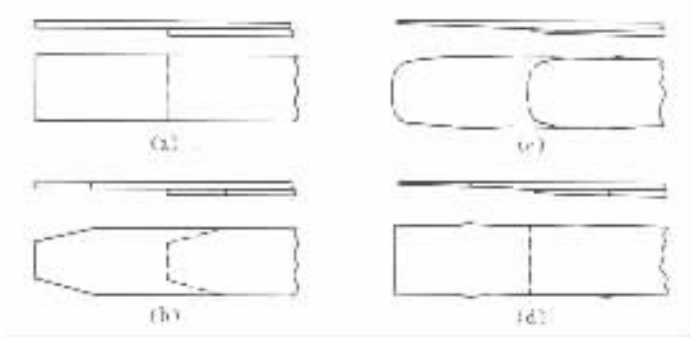


图 5－3－73 钢板弹簧的片端形状
(a)矩形；(b)梯形；(c)片端压延；(d)片端压延切断

以板簧端部的支承型式而言，可以大致分为卷耳和滑板(见图 5－3－74(a))两大类。滑板型式多见于两级式主副簧悬架中副簧的支承和平衡悬架中板簧的支承。卷耳根据其相对板簧上平面的位置可以分为上卷耳、平卷耳和下卷耳三类，分别如图 5－3－74(b)，(c)，(d)所示。其中平卷耳的纵向作用力可以直接传递给主片，减少了附加的对主片的卷曲力矩，下卷耳可用于对板簧的安装位置或角度有特殊要求的情况(比如使轴转向趋于不足转向)，但采用下卷耳方式时无法像上卷耳和平卷耳那样可以在必要时用第二片加强卷耳(如图 5－3－74(e)，(f))，加强结构多用于军用车辆或重型载货汽车，其主要目的是为了在主片断裂时起支承作用，还可在悬架反弹时与主片共同负担非簧载部分的重力。为了方便采用非各向同性的橡胶支承以减缓悬架所受的水平冲击，有些卷耳做成图 5－3－74(g)所示的长圆形。

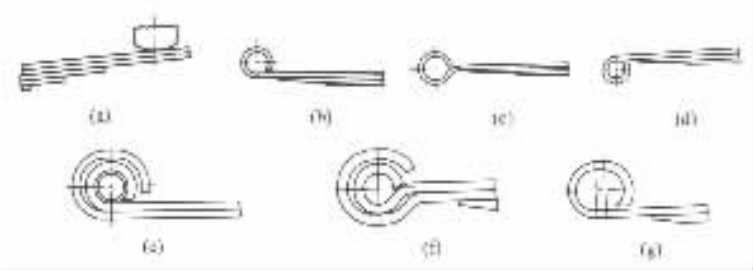


图 5－3－74 滑板及卷耳的结构型式

(4)吊耳及钢板弹簧销结构

大多数板簧的支承方式为一端采用固定的卷耳，另一端采用摆动的吊耳。摆动吊耳的结构可以用 C 形、叉形以及分体式等，分别见图 5－3－75(a)，(b)，(c)。弹簧销的支承、润滑则可用图 5－3－75(a)，(b)所示的螺纹式，(c)所示的自润滑式，(d)所示的滑动轴承，(e)所示的橡胶支承，或者如图(f)所示将板簧支承在橡胶座内。螺纹式的好处在于可同时承受垂向及侧向载荷，板簧卷耳侧面不必加工，螺纹可起储存润滑剂和防尘的作用。螺纹表面渗碳以达到一定的硬度，一般其挤压应力为 7MPa。自润滑式多用于轿车及轻型载货汽车，具有不必加润滑脂及噪声小的优点。重型载货汽车多使用滑动轴承式，一般采用铜合金或粉末冶金衬套，工作挤压应力约为 3.5～7MPa，这种结构中，板簧卷耳两侧必须加工至规定宽度以便与支架或吊耳配合传递侧向力。在采用图(e)所示的橡胶支承时，必须充分考虑其对悬架特性的影响。图(f)的结构用于重型汽车，应当注意该种结构允许的纵向移动量有限，因而板簧必须足够长并

且工作在平直位置附近。

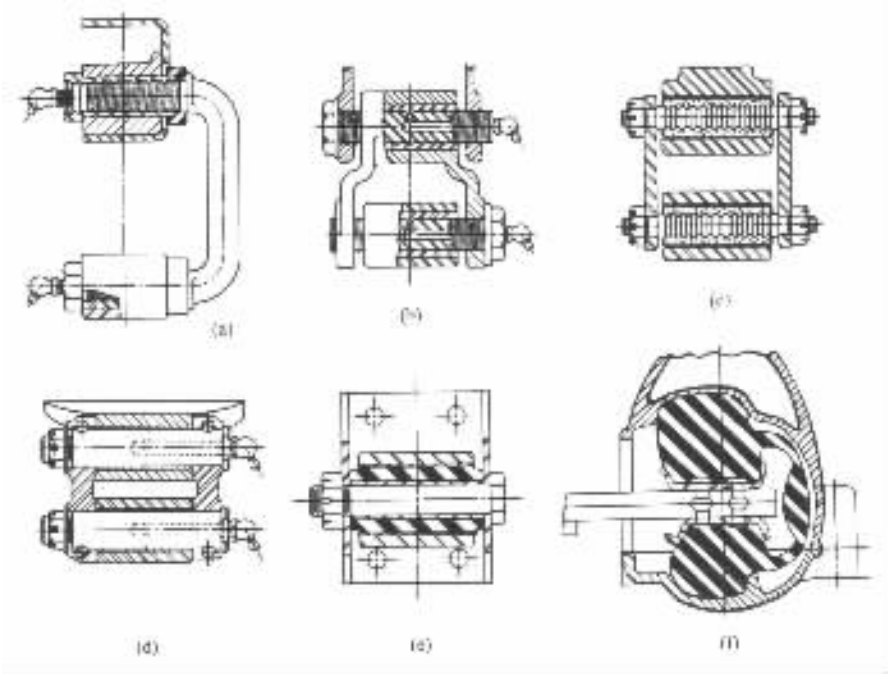


图 5－3－75　吊耳及弹簧销结构

2. 多片钢板弹簧的设计计算

多片簧的设计计算大体可以分为四大步。第一，根据总布置给定的载荷、刚度要求以及对板簧长度、宽度的限制条件和最大许用应力初选参数；第二，综合考虑板簧的总成弧高要求和各叶片的工作应力、装配应力以及总应力的分布，并计入喷丸、预压等工艺过程的影响，确定各片的长度及自由状态下的曲率半径；第三，用计算或试验的方法详细分析各片的应力状况；第四，校核极限工况下板簧的应力及卷耳、弹簧销的强度。

(1)初选参数

板簧(见图 5－3－76(b))可近似地看作是由等厚叶片所组成的等应力梁，如图 5－3－76(a)所示。这种近似在做大致估算时具有足够的精度，计入适当的修正系数后，则可用于初选板簧的长度 L、叶片厚度 h、叶片宽度 b 以及叶片数目 n。

如图 5－3－76(a)所示的弹簧钢板等应力梁，当在其两端(相当于板簧的卷耳中心处)作用有载荷 P，在其中间作用有支承载荷 Q($Q-2P$)时，由材料力学可知其挠度 f 和所引起的最大应力 σ 分别为

$$f=\frac{Pl^3}{2E\sum I}=\frac{6Pl^3}{EBl^3}=\frac{6Pl^3}{Enbh^3}=\frac{3QL^3}{8Enbh^3} \tag{5-3-23}$$

$$\sigma=\frac{Plh}{2\sum I}=\frac{6Pl}{Bh^2}=\frac{6Pl}{nbh^2}=\frac{3QL}{8nbh^2} \tag{5-3-24}$$

式中　$\sum I$ ——根部的总截面惯性矩，

$$\sum I=I_0=\frac{Bh^3}{12}=\frac{nbh^3}{12}\ ;$$

E——材料的扬氏弹性模量，取 2.06×10^5MPa。

相应的等应力梁弹簧的刚度为

$$C_s=\frac{Q}{f}=\frac{8Enbh^3}{3L^3}$$

当给定弹簧的静挠度 f_c（由偏频所确定）和许用应力 $[\sigma]$ 后，由以上二式可得到叶片的厚度 h 为

$$h=\frac{[\sigma]l^2}{Ef}=\frac{[\sigma]L^2}{4Ef} \tag{5-3-25}$$

亦即叶片的厚度与弹簧长度的平方成正比。为了保证卷耳有足够的强度，在选择 L 时应尽量长以使 h 加厚。另外由于板簧的纵向角刚度与长度的平方成正比，选择较大尺寸的弹簧长度还可增加纵向角刚度，有利于提高抗纵倾能力。

当然选择弹簧长度时还应考虑到在整车上布置的方便性，因此要与总布置共同协商确定。一般情况下，轿车后簧长度为轴距的 40%～55%，载货汽车前后簧长度分别为轴距的 26%～35%和 35%～45%。

一旦弹簧长度确定之后，即可利用图 5－3－76 的模型计算所需的叶片宽度、厚度和叶片数目。

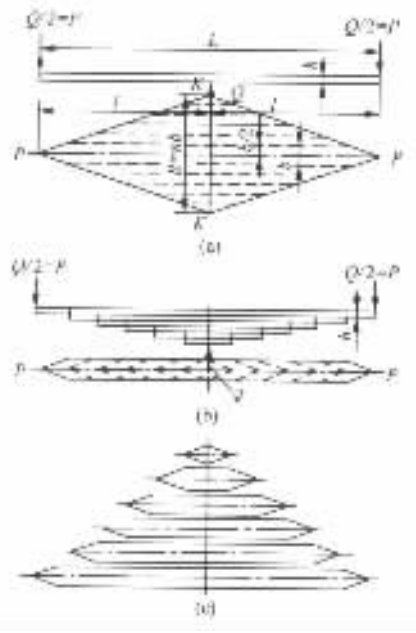


图 5－3－76 多片钢板弹簧的简化模型

如图 5－3－76 所示的等应力多片钢板弹簧在实际结构中无法实现，这是因为：钢板弹簧主片两端不能制成三角形，而应制成与叶片等宽的卷耳或矩形，以便与车架相连，并传递垂向力、纵向力、横向力以及其他载荷；有时为了减小主片的负荷而采用第二片（或包括第三片）与主片等长的结构并在端部制成包耳（见图 5－3－74(e)，(f)），同时其他叶片也相应较上述等应力钢板弹簧的叶片加长了。因此，实际钢板弹簧的展开面的一半不是如图 5－3－76(a)所示的三角形，而是梯形。它介于等应力梁与等截面梁之间，因此可按等截面简支梁的计算公式并引进一个修正系数加以修正，这时弹簧的挠度 f 为

$$f=\delta\cdot\frac{QL^3}{48EI_0}=\delta\cdot\frac{QL^3}{4Enbh^3} \tag{5-3-26}$$

式中 δ——挠度系数。

挠度系数主要与弹簧两端的结构有关。对等应力钢板弹簧：$\delta=1.5$；对实际钢板弹簧：$\delta=1.25\sim1.42$。可按式 $\delta=1.5/[1.04(1+0.5n_1/n)]$ 选取，其中 n_1 为与主片等长的重叠片数，n 为总片数。

这种实际多片簧的刚度 C_s 和弯曲应力 σ 则相应为：

$$C_s=\frac{Q}{f}=\frac{4Enbh^3}{8L^3} \tag{5-3-27}$$

$$\sigma=\frac{QL}{4W_0}=\frac{1.5QL}{nbh^2} \tag{5-3-28}$$

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

式中 W_0——钢板弹簧总截面系数，$W_0=\frac{nbh^2}{6}$。

显然，式(5－3－26)—式(5－3－28)均为自由状态下钢板弹簧(带中心螺栓)总成的相应计算公式，其计算结果一般表示在总成图纸中。

由式(5－3－26)可以得到钢板弹簧的总截面惯性矩$\sum I$为

$$\sum I=I_0=\frac{\sigma QL^3}{48Ef}=\frac{\delta C_s L^3}{48E} \tag{5-3-29}$$

将式(5－3－26)代入式(5－3－25)可求得叶片厚

$$h=\frac{[\sigma]L^2}{4Ef}=\frac{12[\sigma]\sum I}{\delta QL} \tag{5-3-30}$$

上述公式可用作初选钢板弹簧的参数。初选参数的顺序为：①由汽车的总布置确定钢板弹簧的长度 L；②用式(5－3－29)计算满足刚度要求的总截面惯性矩$\sum I$；③用式(5－3－30)确定叶片厚度 h；④根据材料标准选择叶片宽度 b(希望 $6<(b/h)<10$)、片厚 h 及片数 n 使满足$\sum I$和 h 的要求。一般片数取 6～14 片(重型载货汽车和越野汽车平衡悬架的板簧可多达 18～20 片)；片厚可取不同的规格，一般一副簧中不超过 3 种，长片厚、短片薄，主片厚度不应小于 6mm，以保证足够的卷耳强度。近年来的板簧多采用一副簧中仅选取一种厚度的作法；⑤用式(5－3－28)大致校核其应力。

对于非对称结构的钢板弹簧(参见图 5－3－70)，则其挠度和应力应按下式计算：

$$f=\delta\frac{4l_1^2l_2^2Q}{Enbh^3L} \tag{5-3-31}$$

$$\sigma=\frac{6Ql_1l_2}{nbh^2L} \tag{5-3-32}$$

式中 l_1，l_2——非对称钢板弹簧的前、后段长度(见图 5－3－70)，$l_1+l_2=L$。

采用非对称钢板弹簧可减小在压缩行程时后驱动桥前端以及传动轴后万向节抬起的高度，改善万向节传动的工作条件并降低车身底板传动轴通道处的底板高度。

由式(5－3－32)求得 Q 的表达式代入式(5－3－31)，经整理后可得：

$$\sigma=\frac{3}{2}\cdot\frac{1}{\delta}\cdot\frac{Ehf}{l_1l_2} \tag{5-3-33}$$

当 $l_1=l_2=L/2$ 时，得

$$\sigma=\frac{6Ehf}{\delta L^2} \tag{5-3-34}$$

采用非对称钢板弹簧时，由于其前段长度 l_1 小于后段长度 l_2，因此前段的弹簧刚度大于后段，这一特点有助于提高汽车制动时的抗‘点头’性能和加速时的抗‘垂尾’性能。

为了预先确定钢板弹簧的长度 L，可利用式(5－3－34)求得，即

$$L=\sqrt{\frac{6Ehf}{\delta[\sigma_{max}]}}$$

式中 E——板簧材料的弹性模量，取 2.06×10^5MPa；

h——叶片厚度，mm；

f——钢板弹簧的总变形或总挠度，即 $f=f_c+f_d$，mm；

f_c——钢板弹簧的静挠度，mm；可根据行驶平顺性对前、后悬架的偏频 n_1，n_2(单位为 Hz)的要求按式(5－3－5)求得，或按表 5－3－5 选取，对一般汽车，前、后

悬架的静挠度 f_{c1}，f_{c2} 可按 $f_{c2}=(0.8\sim0.9)f_{c1}$ 选取，对货车考虑到前、后轴荷的差别和司机的乘坐舒适性而取 $f_{c2}=(0.6\sim0.8)f_{c1}$；

f_d——钢板弹簧的动挠度，mm；可按表 5－3－5 选取；

σ_{max}——最大许用弯曲应力，MPa；

δ——挠度系数，见式(5－3－26)下的说明。

表 5－3－5 悬架的静挠度 f_c、动挠度 f_d 和偏频 n

车型	f_c/mm	f_d/mm	n/Hz
轿车	100～300	70～90	0.9～1.6
大客车	70～150	50～80	1.3～1.8
载货汽车	50～110	60～90	1.5～2.2
越野汽车	60～130	70～130	1.4～2.0

当钢板弹簧由一对 U 形螺栓(又称骑马螺栓)夹紧安装到车桥或车轴上时，则两 U 形螺栓之间的板簧有一部分不起弹簧作用，称为非工作部分或无效长度，剩下起弹簧作用的长度则称为有效长度。无效长度由两 U 形螺栓中心距 s 和夹紧方式决定，后者又用无效长度系数 k 来表述。刚性夹紧时取 $k=0.5$；挠性夹紧时取 $k=0$。因此，考虑到钢板弹簧的安装夹紧，则根据式(5－3－29)和式(5－3－28)，夹紧并修正后的钢板弹簧所需的惯性矩和应满足的强度要求分别为：

$$\sum I=\frac{\delta(L-ks)^3C_s}{48E} \tag{5-3-35}$$

$$\sigma=\frac{Q(L-ks)}{4W_0}\leqslant[\sigma] \tag{5-3-36}$$

式中 s——U 形螺栓中心距，mm；

k——考虑 U 形螺栓夹紧板簧后的无效长度系数，刚性夹紧时 $k=0.5$；挠性夹紧时 $k=0$；

W_0——钢板弹簧总截面系数，$W_0=\frac{nbh^2}{6}$；

$[\sigma]$——许用静弯曲应力，对于 55SiMnVB 和 60Si2Mn 等弹簧钢，经表面喷丸处理后，推荐对前板簧取 $[\sigma]=350\sim450$MPa；对后主簧取 $[\sigma]=450\sim550$MPa；对后副簧取 $[\sigma]=220\sim250$MPa；平衡悬架用板簧取 $[\sigma]=350\sim450$MPa。一般静挠度大的弹簧，$[\sigma]$ 也可选大些。美国 SAE 推荐的许用静应力为

$[\sigma]=[(1.39\sim1.55)f_c+(245\sim315)]$MPa

式中 f_c 的单位为 mm。

还应验算在最大动行程时的最大应力 σ_{max}，可根据(5－3－34)并以有效长度($L-ks$)及板簧的平均厚度 h_p 代入，得

$$\sigma_{max}=\frac{6Eh_p(f_c+f_d)}{\delta(L-ks)^2}\leqslant900\sim1000\text{MPa} \tag{5-3-37}$$

弹簧的单位变形应力称为比应力，它对钢板弹簧的疲劳寿命有显著影响。比应力可表达为

机械学习资料WX搜索KJ免费下载

$$\bar{\sigma}=\frac{\sigma}{f_c}=\frac{6Eh_p}{\delta(L-ks)^2} \tag{5-3-38}$$

$\bar{\sigma}$设计值的选择范围为：货车的前、后簧 4.5～5.5MPa/mm，后悬架副簧为 7.5～8.5MPa/mm；平衡悬架板簧 6.5～8.0MPa/mm。

当钢板弹簧的长度、挠度及应力确定后，按式(5－3－37)即可求出叶片的厚度进而按式(5－3－36)求出 W_0 并由选定的叶片数求出叶片宽度 b。钢板弹簧的各片厚度 h 应在$(1+0.1)h_p$ 的范围内选取，尽量采用同一厚度。但当长度 L 受限时，为了加强主片及卷耳而将主片加厚，这时其余各片应选取较小的厚度并给以较大曲率，以分散主片的负荷。在一副板簧中厚度的种类不宜超过三种，且为使其叶片寿命接近，最厚片与最薄片厚度之比应小于 1.5。叶片断面尺寸(h,b)的选取应符合我国型材规格(GB1222)。由 $W_0=nbh^2/6$ 可知，当 W_0 及 h 一定时，减少叶片数则需加大叶片宽，但过大的叶片宽度会导致当汽车车身侧倾时使板簧叶片的扭应力增大，尤其对主片而言；而减小叶片宽度则需增多叶片数，从而使叶片间的摩擦力增大并增大了钢板弹簧总成的厚度。前已提到：一般汽车板簧的叶片数目通常为 6～14 片。若少于 6 片，则板簧将过重；而多于 10 片，则会使主片强度不足。板簧叶片在循环弯曲载荷的作用下，其受压表面的疲劳强度高于受拉表面的，因此，为了提高板簧的疲劳寿命，在叶片热处理后，应对叶片工作的受拉面进行喷丸处理，使其表面层(深度到 0.8mm)产生挤压预应力。此外，表面强化处理也可以减少叶片表面影响疲劳寿命的缺陷。

(2)钢板弹簧各叶片长度的确定

在选择了钢板弹簧叶片的截面形状、片端结构和夹紧方式等且如上所述确定了初步参数后，则可对板簧作进一步的设计，首先应确定每一叶片的片长及其在自由状态下的曲率半径，因为这些参数共同决定了板簧每一叶片中的应力情况。

在选择各叶片长度时，应尽量使应力在片间和沿片长的分布合理，以达到各片寿命接近并节省材料、减小板簧质量的目的。

确定各叶片长度的方法有作图法和计算法。作图法是基于实际钢板弹簧各叶片的展开图接近梯形梁形状这一原则来作图的，其具体做法如图 5－3－77(a)所示。先将各叶片厚度的立方值 h_i^3 按同一比例尺沿纵坐标绘出，再沿横坐标绘出主片长度之半(即 $L/2$)和 U 形螺栓中心距之半(即 $s/2$)，得 A、B 两点。连接这两点就得到三角形的钢板弹簧展开图。AB 线与各叶片上侧边的交点即决定了各片长度。当有与主片等长的重叠片时，可将 B 点与最下一个重叠片的上侧端点相连，如图 5－3－77(b)所示。该图中实线所示的叶片长度是经过圆整后的尺寸。有的叶片端部装有卡箍，则需伸出卡箍稍许。

钢板弹簧各叶片长度的计算法是从这种思路出发，即在选择各片长度时应使板簧各叶片在给定的端部载荷下具有最理想的应力分布。图 5－3－78 给出了沿板簧第 i 片的弯曲应力分布的三种可能性，图中 s 代表夹紧钢板弹簧的两 U 形螺栓的中心距；σ_i 为钢板弹簧紧固处的叶片应力，即为通过 U 形螺栓中心线的平面上的应力；σ_{xi}为与下一片端部相对应处的应力。

从合理地利用板簧材料的观点考虑，应力分布应如图 5－3－78(c)所示，它保证了叶片沿整个长度上是等强度的，但这种应力分布对主片不利，因为与卷耳衔接的区段还承受着附加应力，例如扭转应力。对主片来说应力分布如图 5－3－78(a)则比较合理。图 5－3－78(b)所示的应力分布则完全不合理，只有在特殊情况下才是许可的，例如为了补偿用中心螺栓或 U 形螺栓夹紧钢板弹簧时所产生的预应力。

为了使钢板弹簧主片以及其他各片具有最佳的应力分布，建议先确定各片的应力分布系

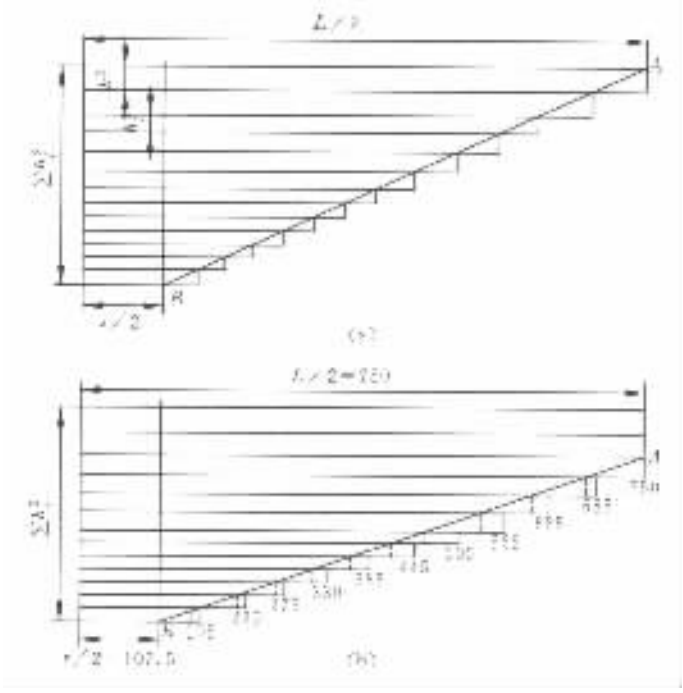


图 5－3－77 确定钢板弹簧各叶片长度的作图法

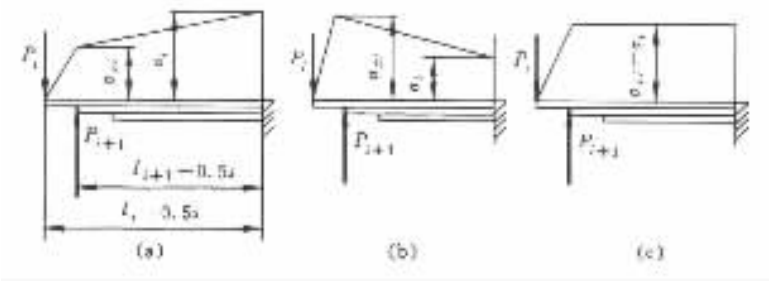


图 5－3－78 沿钢板弹簧第 i 片长度的弯矩和应力分布图

(a)当 $P_i > P_{i+1}$ 时；(b)当 $P_i < P_{i+1}$ 时；(c)当 $P_i = P_{i+1}$ 时

数 $\gamma_i = \sigma_{xi}/\sigma_i$。图 5－3－78(a)，(b)，(c)三种应力分布情况的 γ 值分别为 $\gamma < 1$，$\gamma > 1$ 和 $\gamma = 1$。系数 γ 的推荐值见表 5－3－6。

表 5－3－6 应力分布系数 γ 的推荐值

钢板弹簧	主片	第二片	第三片	其他
所有各片长度不等	0.6～0.8	0.7～0.9	0.9～1.0	1.0
第一、二片长度相同时	0.6～0.8	0.6～0.8	0.7～0.9	1.0

钢板弹簧各片长度可按下式计算：

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

$$\left.\begin{aligned} l_2 &= l_1 - \frac{\gamma_1\sigma_1 W_1}{P_1} \\ l_3 &= l_2 - \frac{\gamma_2\sigma_2 W_2}{P_2} \\ &\cdots\cdots \\ l_i &= l_{i-1} - \frac{\gamma_{i-1}\sigma_{i-1} W_{i-1}}{P_{i-1}} \end{aligned}\right\} \tag{5-3-39}$$

$$P_{i-1} = \frac{P_{i-2}(l_{i-2} - 0.5s) - \sigma_{i-2} W_{i-2}}{l_{i-1} - 0.5s} \tag{5-3-40}$$

式中 l_i, σ_i, P_i, W_i——第 i 片叶片从中心螺栓至片端的长度、应力、载荷和截面系数(参见图5-3-78),其中 P_1 为已知力,即作用在主片卷耳上的力;

γ_i——第 i 片的应力分布系数;

s——U 形螺栓中心距。

当钢板弹簧的头两片等长时,则其他各片的长度($l_3, l_4, \cdots$)可按下式计算:

$$\left.\begin{aligned} l_3 &= l_1 - \frac{\gamma_1\sigma_1 W_1(h_1^3 + h_2^3)}{P_1 h_1^3} \\ l_4 &= l_3 - \frac{\gamma_3\sigma_3 W_3}{P_3} \end{aligned}\right\} \tag{5-3-41}$$

$$P_3 = \frac{P_1 h_1^3(l_1 - 0.5s) - \sigma_1 W_1(h_1^3 + h_2^3)}{h_1^3(l_3 - 0.5s)} \tag{5-3-42}$$

式中 h_1, h_2——为第一、第二片的叶片厚度。

以下各叶片的长度 $l_5, l_6, \cdots, l_i, \cdots$ 可按式(5-3-39)计算,式中的 $P_4, P_5, \cdots, P_i, \cdots$ 按式(5-3-40)计算。

钢板弹簧第 i 片在通过 U 形螺栓中心线的平面上的应力 σ_i 可利用下式求得:

$$\sigma_i = \frac{[P_1(l_1 - 0.5s) - \sigma_L W_L] z_i}{\sum I - I_L} \tag{5-3-43}$$

式中 $\sum I, I_L$——分别为钢板弹簧的总惯性矩和最后一片的惯性矩;

W_L——钢板弹簧最后一片的抗弯截面系数;

σ_L——钢板弹簧最后一片的应力;

$$\sigma_L = \frac{\delta_L P_1(l_1 - s) z_L}{\sum I} \tag{5-3-44}$$

δ_L——钢板弹簧最后一片的挠度系数,

$\delta_L = 1.15 \sim 1.25$,较大值用于载货汽车多片钢板弹簧,较小值用于轿车的片端压延的钢板弹簧;

z_i, z_L——分别为钢板弹簧第 i 片和最后一片断面的中性线至工作时受拉面边缘的距离。

各叶片长度的计算法也可以从以下思路出发,即为了使钢板弹簧各叶片在给定的端部载荷 P 的作用下具有近似的均匀的应力分布,在每一片端部的悬出部分都应该作用有一对力偶,若每一片与上一片之间仅在端点接触并且作用力大小也为 P,则可达到这一条件。记第 i

片中的应力为 σ_i，相对于下一片的悬出长度为 a_i，则可得到

$$\sigma_i = 6Pa_i / bh_i^2 \tag{5-3-45}$$

利用这一公式，亦可确定各叶片的长度。

(3)钢板弹簧总成及各叶片在自由状态下的弧高及曲率半径

钢板弹簧在自由状态下的总成弧高 F_0(参见图 5-3-79)应为：

$$F_0 = f_c + f_a + \Delta \tag{5-3-46}$$

式中 f_c——静挠度；

f_a——满载弧高，它直接影响车身高度。为了使板簧满载时在对称位置工作，一般希望它等于零。但考虑到使用中的塑性变形，也为了不使动挠度过小，均需用 f_a 给予补偿，故常取 $f_a = 10 \sim 30\text{mm}$；

Δ——钢板弹簧在预压缩时产生的塑性变形，一般取 $\Delta = 8 \sim 13\text{mm}$，或取 $\Delta = (0.055 \sim 0.075)(f_c + f_d)$。

钢板弹簧由 U 形螺栓夹紧后还会引起弧高变化，其变化量 Δf 可按下式选取：

$$\Delta f = \frac{s}{2L^2}(3L - s)(f_c + f_a + \Delta)$$

式中 s——U 形螺栓中心距；

L——钢板弹簧长，即主片长。

根据式(5-3-46)给出的钢板弹簧总成的弧高 F_0，即可按图 5-3-79 所示的几何关系，当 $L/R_0 < 1.2$ 时，近似地求得钢板弹簧总成在自由状态下的曲率半径 R_0，它也是装配成弹簧总成后主片的曲率半径：

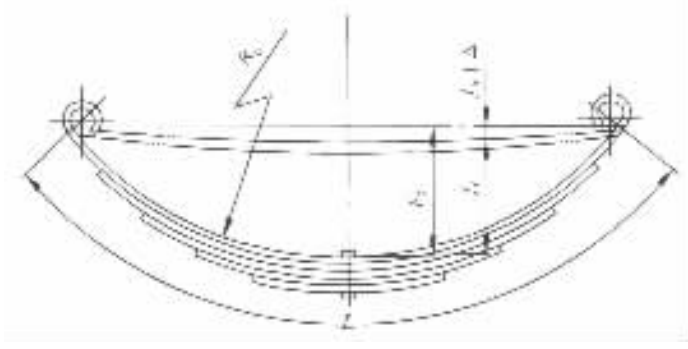


图 5-3-79 钢板弹簧总成在自由状态下的曲率半径及弧高

钢板弹簧各叶片在自由状态下的曲率半径则与装配后的不同。当钢板弹簧各叶片的厚度相等时，将各叶片作成在自由状态下具有不同曲率半径的目的，是为了使各叶片在用中心螺栓夹紧后能相互贴紧，且在弹簧工作过程中能使各叶片都参加工作。为此，只需不大的预应力即可。设计时可取第一、二片的预应力为 $-80 \sim -150\text{MPa}$，最后几片的预应力取 $20 \sim 60\text{MPa}$。当钢板弹簧各叶片的厚度不尽相等时，为了加强主片及卷耳，主片应最厚，致使其应力在不采取措施时将最大。为了使各叶片的工作应力趋于接近，各叶片采用了不同的自由状态下曲率半径(见图 5-3-80)，以便使各叶片在用中心螺栓夹紧组装成钢板弹簧总成而具有共同曲率后，得到不同的预应力值。显然，在弹簧的组装过程中，曲率半径由小变大的叶片的上表面受拉伸，预应力为正值；而曲率半径由大变小的叶片的上表面受压缩，预应力为负值。这样，用改

用格分享网 www.gzlxw.com 免费下载

变各片曲率半径值的方法，调整各片的预应力值并使主片的预应力为负值，则不仅可使各片在组装后相互贴紧、使各片在弹簧工作过程中都参加工作，而且可使主片上表面的正工作应力降下来，达到各片的工作应力相近及寿命大致相同的目的。

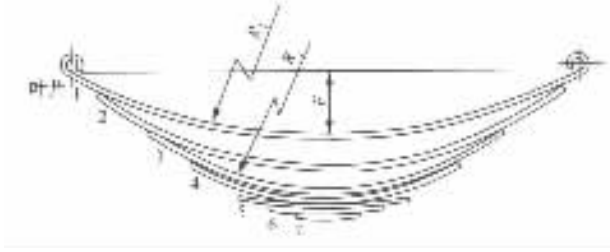


图 5－3－80　在自由状态下具有不同曲率半径的弹簧叶片

在确定各片所需的预应力时，还应满足这样的条件，即在未受外界载荷的作用时，钢板弹簧任何断面中各片预应力的内力矩（弯矩）之代数和应等于零，即

$$\sum_{i=1}^{n} M_i = \sum_{i=1}^{n} \sigma_{i0} W_i = 0 \tag{5-3-48}$$

式中　W_i——钢板弹簧第 i 片的截面系数，$W_i = \dfrac{bh_i^2}{6}$；

σ_{i0}——钢板弹簧第 i 片的预应力，可由下式确定：

$$\sigma_{i0} = Ez_i\left(\frac{1}{R_i} - \frac{1}{R_0}\right) = \frac{E}{R_0}\frac{z_i}{R_i}(R_0 - R_i) \tag{5-3-49}$$

z_i——钢板弹簧第 i 片断面的中性线至工作时受拉伸表面的距离；

R_0——叶片装配后的曲率半径，可近似地看成与总成自由状态下的曲率半径（见图 5－3－79 及式（5－3－47）所示的 R_0）相等；

R_i——钢板弹簧第 i 片在自由状态下的曲率半径。

将式（5－3－49）代入式（5－3－48），可解出 R_0 的表达式：

$$R_0 = \frac{\sum_{i=1}^{n} z_i W_i}{\sum_{i=1}^{n} \dfrac{z_i W_i}{R_i}} \tag{5-3-50}$$

将 R_i 值及由上式求得的 R_0 值代入式（5－3－49），即可求得钢板弹簧组装后各片的预应力值 σ_{i0}。

对于矩形断面，式（5－3－50）可以表达为

$$R_0 = \frac{\sum_{i=1}^{n} h_i^3}{\sum_{i=1}^{n} \dfrac{h_i^3}{R_i}} \tag{5-3-51}$$

这时式（5－3－49）则可表达为

$$\sigma_{i0} = \frac{Eh_i}{2}\left(\frac{1}{R_i} - \frac{1}{R_0}\right) \tag{5-3-52}$$

在给定载荷下，为了方便求解，还是假定叶片受到纯弯作用。由于外载及装配预应力共同

作用，在叶片中引起的总应力记为 σ'_i，则各叶片的自由曲率半径 R_i 与受载后的共同曲率半径 R 之间应满足

$$\frac{1}{R_i}=\frac{1}{R}-\frac{2\sigma'_i}{Eh_i} \tag{5-3-53}$$

记受载后板簧的弧高为 F，各叶片在自由状态下的弧高为 F_i，则近似地有

$$\frac{1}{R}\approx\frac{8F}{L^2} \tag{5-3-54}$$

$$\frac{1}{R_i}\approx\frac{8F_i}{L_i^2} \tag{5-3-55}$$

采用式(5-3-45)、式(5-3-48)、式(5-3-53)、式(5-3-54)给出的简易方法确定各片长度及在自由状态下的曲率半径的过程依次为：①在前述求出的各片工作应力 σ_i 的基础上，选择各叶片的装配预应力 σ_{i0}，并使其满足式(5-3-48)，一般长片 σ_{i0} 取负值，短片取正值，最大绝对值不超过 50～100MPa。②用各片的总应力 $\sigma'_i=\sigma_i+\sigma_{i0}$ 代替式(5-3-45)中的 σ_i，计算各片的悬出长度 a_i。③由所求出的 a_i 再加上夹紧部分的无效长度和片端接触力作用线相对于片端的退后量并经圆整后得到各片长度。根据经验，片端是一个区域接触，其合力的作用线相对于片端有一个退后量，对于方形片端，约为 10mm，压延过的片端，约为 50mm。④用式(5-3-54)，根据给定载荷下的板簧弧高 F 求出板簧的曲率半径 R。⑤用式(5-3-53)求出各片在自由状态下的曲率半径 R_i。当对钢板弹簧进行喷丸和预压处理时，由于这两者都使叶片变得更平坦，因此淬火时的曲率半径 R'_i 应当比 R_i 更小，可用如下经验公式计算：

$$\frac{1}{R'_i}=\frac{2}{R_i}+\frac{0.003}{h_i^2}-\frac{1}{R''}-\frac{0.014}{h_i} \tag{5-3-56}$$

式中 $\frac{1}{R''}=\frac{8F''}{L^2}$，$F''$为预压极限状态下的板簧弧高(必定为负值)。

(4)详细分析各片的应力及弹簧刚度

前面用于计算钢板弹簧的挠度、刚度的公式(如式(5-3-26)、式(5-3-27)、式(5-3-31))和应力的表达式(如式(5-3-33)、(式 5-3-34))均引进了挠度系数 δ。在初步设计时，影响 δ 的一些因素如钢板弹簧的叶片数目和端部结构等尚未最后确定，且 δ 值的选择范围又较宽，很难精确确定 δ 值，进而使刚度和应力的计算存在较大误差。所以在各叶片的长度、断面尺寸及片数等参数确定以后有必要对钢板弹簧的挠度或刚度进行验算并对应力做进一步分析，如果其结果与实际相符且满足设计要求，则表明设计是成功的，否则要根据板簧的使用情况和工程师长年积累的经验对计算进行修正。

长期以来用于这种挠度或刚度验算及应力分析的有两种主要的模型或假说，一为“共同曲率法”，一为“集中载荷法”，下面先介绍一下卷耳及弹簧销的强度校核，关于分析模型的讨论将在其后进行。

(5)极限工况及卷耳、弹簧销强度校核

汽车行驶时，钢板弹簧除承受垂向载荷外，还承受其他方向的力和力矩以及冲击载荷等的作用。因此，必须对这些载荷的极限状态进行强度验算，以保证钢板弹簧能可靠地工作。

汽车紧急制动时在前板簧的后半段、驱动时在后板簧的前半段产生最大附加载荷，由此导致的总应力可用下式估算：

$$\sigma_{1\max}=\frac{m'_1G_{w1}(l_1+\varphi c)l_2}{(l_1+l_2)W_0} \tag{5-3-57}$$

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

$$\sigma_{2\max}=\frac{m'_2G_{w2}(l_2+\varphi c)l_1}{(l_1+l_2)W_0}+\frac{\varphi m'_2G_{w2}}{bh} \tag{5-3-58}$$

式中 G_{w1}，G_{w2}——作用于前、后轮上的静负荷；

c——板簧吊耳中心至地面的距离；

l_1，l_2——板簧前、后半段长度(对于对称板簧，$l_1=l_2$)；

φ——道路附着系数，一般取 0.8；

m'_1——制动时的前轴负荷转移系数(或质量转移系数)，载货汽车取 1.4～1.6，轿车取 1.2～1.4；

m'_2——驱动时的后轴负荷转移系数，载货汽车取 1.1～1.2，轿车取 1.25～1.3；

W_0——钢板弹簧的总截面系数；

b——叶片宽；

h——叶片厚。

当传递纵向力时，弹簧卷耳根部受到弯曲和拉压联合作用，以上卷式卷耳为例，在通过卷耳中心的纵向力 P_x 作用下，引起的卷耳最大应力为

$$\sigma_{\max}=\frac{3P_x(D+h)}{bh^2}+\frac{P_x}{bh} \tag{5-3-59}$$

式中 D——卷耳内径；

b，h——主片的宽度和厚度。

这一应力不应超过 350MPa。

在钢板弹簧端部载荷 P 的作用下，弹簧销直径 d 的选择应满足

$$\sigma_c=\frac{P}{bd}\leqslant[\sigma_c] \tag{5-3-60}$$

式中 $[\sigma_c]$——许用挤压应力；为了减少磨损，对于一般经氰化处理的中碳钢(如 40 钢)取 3～4MPa，经渗碳处理的低碳合金钢(如 20Cr)7～9MPa。

3. 多片钢板弹簧模型的比较分析

(1)共同曲率法

共同曲率法由前苏联的帕尔希洛夫斯基提出。其基本假设是板簧受载后各叶片在任一截面上都具有相同的曲率。由此可推出各片在坐标为 x(见图 5-3-81)处的截面中的应力 $\sigma_i(x)$ 及第一片端点挠度 f 为

$$\sigma_i(x)=\frac{h_i}{2\sum I}P(l_1-x) \tag{5-3-61}$$

$$f=\frac{1}{\alpha}\frac{P}{3E}\sum_{k=1}^{n}a_{k+1}^3(Y_k-Y_{k+1}) \tag{5-3-62}$$

弹簧的刚度为

$$C_c=\frac{Q}{f}=\alpha\frac{6E}{\sum_{k=1}^{n}a_{k+1}^3(Y_k-Y_{k+1})} \tag{5-3-63}$$

式中 $\sum I$——弹簧在坐标为 x 处起作用的各片的截面惯性矩之和；

$a_2,a_3,\cdots,a_{n+1}$——见图 5-3-81，其中 $a_2=l_1-l_2$，$a_3=l_1-l_3$，$a_{k+1}=l_1-l_{k+1}$，$a_{n+1}=l_1$；其中 l_1，l_2，…为第 1 片，第 2 片，…的叶片半长；

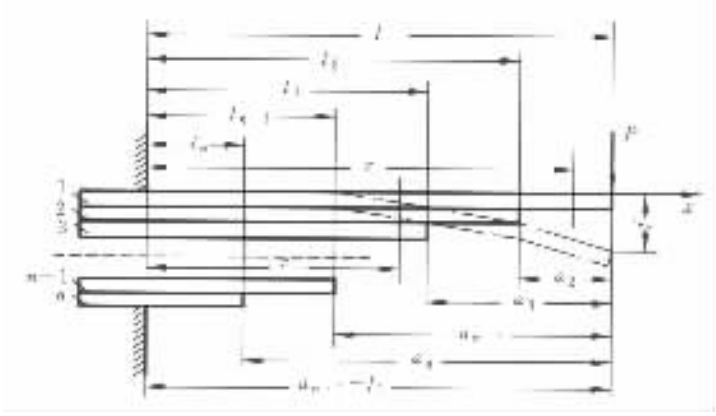


图 5－3－81 用共同曲率法计算多片钢板弹簧的计算用图

Y_k——第 k 片及以上各片截面惯性矩之和的倒数，即 $Y_k = 1/(I_1 + I_2 + \cdots + I_k)$，$Y_{k+1} = 0$；

α——经验修正系数，$\alpha = 0.83 \sim 0.87$，轿车取上限，载货汽车取下限。

对于非对称钢板弹簧

$$C_s = \alpha \frac{3E}{K'^2 \sum_{k=1}^{n} {}'^3_{k+1}(Y_k - Y_{k+1}) + K^2 \sum_{k=1}^{n} {}^3_{k+1}(Y_k - Y_{k+1})} \tag{5-3-64}$$

式中 $a'_2, a'_3, \cdots, a'_{k+1}$——分别为 $a'_2 = l'_1 - l'_2$，$a'_3 = l'_1 - l'_3$，$a'_{k+1} = l'_1 - l'_{k+1}$，$a'_{n+1} = l'_1$；

K', K——分别为 $K' = l_1/L$，$K = l'_1/L$；

l_k, l'_k——分别为非对称钢板弹簧第 k 片的前、后段长度；

L——钢板弹簧总长，即第 1 片的长度。

在运用式(5－3－63)、式(5－3－64)计算钢板弹簧刚度时，l_1 如用中心螺栓到卷耳中心间的距离代入，则求得的 C_s 是钢板弹簧总成的检验刚度 如用弹簧的有效长度($l_1 - ks$)代入，则求得的 C_s 是钢板弹簧总成的装配刚度(装到车轿上以后的刚度)。

共同曲率法具有计算方便的优点，但这一假设会导致如图 5－3－82 所示的叶片弯矩图，亦即在叶片的端点存在弯矩突变，这在现实的板簧中是不会出现的。共同曲率法在计算最末几片应力时误差较大，但从实测各片的应力分布来看，长片的应力分布较符合共同曲率法的计算结果。用共同曲率法求得的弹簧刚度也偏大一些，这是因为假设中认为叶片端部都承受弯矩是与实际情况有别的，但用经验修正系数 α 修正后则效果较好，误差不大于 5%。

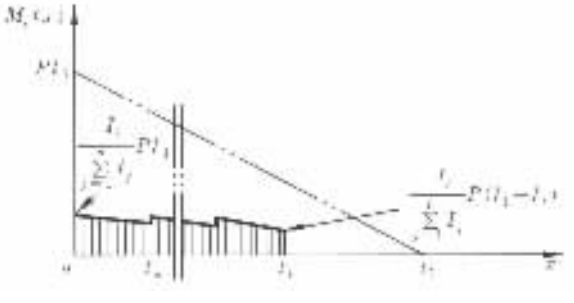


图 5－3－82 共同曲率法的叶片弯矩图

(2)集中载荷法

集中载荷法认为叶片仅在端部相互接触，这与长期得到的叶片端部磨损严重的事实相吻

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

合。其假设可用图 5－3－83 表示，当第 1 片的端部受一载荷 P_1 时，第 i 片只在坐标为 $x = l_i$ 及 $x = l_{i+1}$ 处受到集中力 P_i 及 P_{i+1} 的作用，片间共作用 $n-1$ 个未知力，且认为在 $x = l_i$（$i = 2, 3, \cdots, n$）处相邻两叶片挠度相等，由此可得到 $n-1$ 个方程：

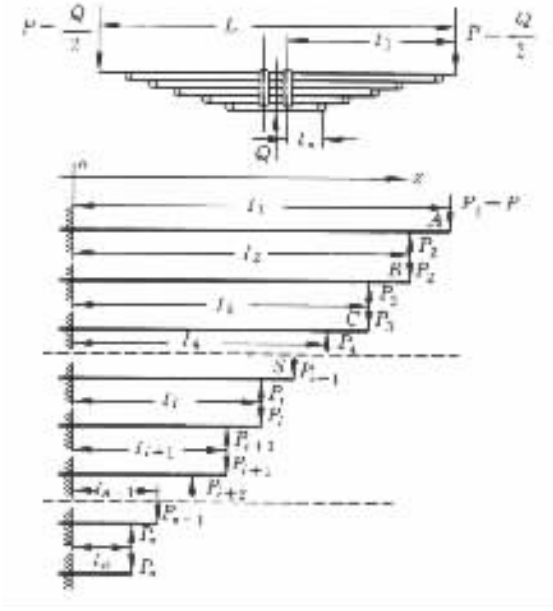


图 5－3－83　集中载荷假设示意图

$$A_i \cdot P_{i-1} + B_i \cdot P_i + C_i \cdot P_{i+1} = 0 \quad i = 2, 3, \cdots, n \tag{5-3-65}$$

式中

$$A_i = \frac{1}{2} \cdot \frac{I_i}{I_{i-1}} \cdot \left(3 \cdot \frac{l_{i-1}}{l_i} - 1\right)$$

$$B_i = -\left(1 + \frac{I_i}{I_{i-1}}\right)$$

$$C_i = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{l_{i+1}}{l_i}\right)^2 \cdot \left(3 - \frac{l_{i+1}}{l_i}\right)$$

应指出，上述方程是在叶片端部为矩形的前提下得出的，如为其他形状，文献给出了校正方法。

解这一组方程可得到片间各作用力 P_i，并进一步求出各片的应力 $\sigma_i(x)$ 和第一片端点挠度 f 为

$$\left.\begin{aligned} \sigma_i(x) &= \frac{6P_i(l_i - x) - 6P_{i+1}(l_{i+1} - x)}{bh_i^2} & x < l_{i+1} \\ \sigma_i(x) &= \frac{6P_i(l_i - x)}{bh_i^2} & x \geqslant l_{i+1} \end{aligned}\right\} \tag{5-3-66}$$

$$f = \frac{1}{6EI_1}\left[2l_1^3 P_1 - (3l_1 - l_2)\, l_2^2 P_2\right] \tag{5-3-67}$$

集中载荷法计算要复杂一些，并且仅当片端装置隔离垫时假设才与实际相符。一般集中载荷法在计算短片（特别是最后两片）应力时具有较高的精度，计算得到的板簧刚度一般偏小。

(3)改进的集中载荷法

集中载荷法的问题在于按假设求出各作用力再进一步求出各叶片的变形曲线时会发现，各片间存在变形干涉。因此，可以假设片间不是在一点而是在若干点上存在作用力，如图 5－3－84 所示。与集中载荷法相类似，根据在各作用点处的相邻叶片变形相等可以列出方程组并解出这些作用力，并可据此解出各片的应力及第一片端部的变形。

但是由于事先不知道每一对相邻叶片间到底在什么位置存在相互作用，因此上述方程组无法列出。实际求解时，可以首先用传统的集中载荷法计算，求出各片端的相互作用力后，进一步求解各片的变形曲线，在每一对相邻叶片变形干涉最严重的地方增加作用力，这样重复计算即可得到各片间作用力的位置及大小，并可进一步解出各片的应力及弹簧刚度。

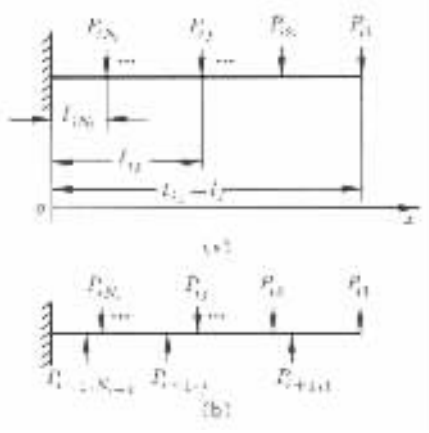


图 5－3－84 改进集中载荷法的假设示意图

实践证明，这种方法具有很好的求解精度，与优化设计的方法相结合，可以很快确定板簧的设计参数。其缺点是求解繁琐，必须借助计算机方可完成。

二、少片与单片钢板弹簧的设计计算

在分析板簧的应力及刚度时，如前所述，常常将其视为悬臂梁，板簧设计的目的之一就是要使其接近‘等应力’梁，以减小其重力或质量，提高材料利用率。我们知道，等应力的悬臂梁可以是厚度不变，宽度沿片长线性变化(如图 5－3－85(b))，也可以是宽度不变，厚度沿片长成抛物线变化(如图 5－3－85(c))，还可以是片宽片厚都沿片长有所变化。

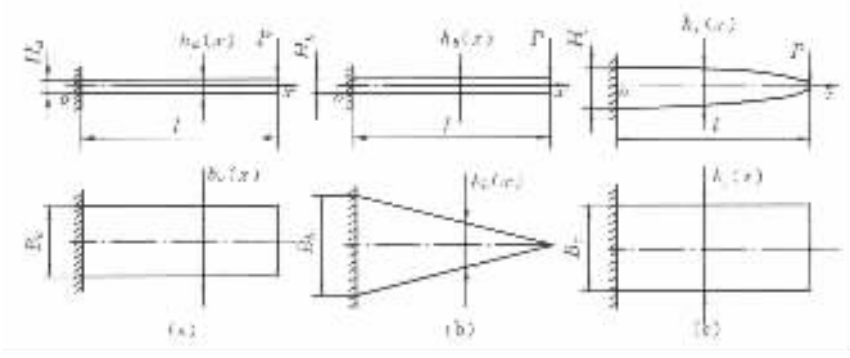


图 5－3－85 三种悬臂梁示意图

图中所示三种梁的几何参数及最大应力、端点挠度列出如表 5－3－7 所示。当给定许用应力[σ]和端点挠度[f]后，得到三种梁的宽度、厚度及质量如表 5－3－8 所示(其中 ρ 为板簧材料的单位体积质量)。从中可以看出，由于(b)，(c)两种梁都满足等应力条件，因而在其刚度、应力分别相等的前提下质量相同，对于等宽等厚的(a)梁，由于大量材料在低应力状态下工作，在同样条件下其质量是等应力梁的 3 倍。传统的多片簧由(b)梁变形而成，但由于片端做成如图 5－3－85 的尖角形状无法传递载荷，所以每一片的端部都得到加强，这样做不仅增大

本作品为本人原创 www.bzzxw.com 免费下载

了板簧的质量，还改变了片间作用力的大小，导致板簧偏离等应力梁的状态。分析表明，在板簧长度、许用应力和刚度都给定的条件下，每一片都具有矩形端部的多片簧其质量将达到同样条件下(b)梁的 2.7 倍左右。少片变截面簧则由(c)梁变形而成，其典型结构如图 5－3－86 所示，通常由 1～3 片具有相同长、宽和变截面参数的簧片组成，片间装有减摩用的塑料垫片，或做成只在两端部接触以减少片间摩擦，并使每一片按比例平均分担板簧的载荷。虽然其端部同样需要加强以便于传递载荷，但由于所加强的部分并未改变等应力梁的条件，因此实际的少片簧比同等工作条件下的(c)梁所受重力或质量仅增加 10%左右。可见少片簧在减少所受重力或质量上比多片簧具有明显的优势，长期实践表明，同样长度、许用应力和刚度要求下，少片簧所受重力或质量一般仅为多片簧的 50%左右。

表 5－3－7　三种梁(图 5－3－85)的几何参数、最大应力及端点挠度

	(a)梁	(b)梁	(c)梁
厚　度	$h_a(x)=H_a$	$h_b(x)=H_b$	$h_c(x)=\sqrt{1-x/l}\cdot H_c$
宽　度	$b_a(x)=B_a$	$b_b(x)=\left(1-\frac{x}{l}\right)B_b$	$b_c(x)=B_c$
最大应力	$\sigma_a=\frac{6Pl}{B_aH_a^2}$	$\sigma_b=\frac{6Pl}{B_bH_b^2}$	$\sigma_c=\frac{6Pl}{B_cH_c^2}$
端点挠度	$f_a=\frac{4Pl^3}{EB_aH_a^3}$	$f_b=\frac{6Pl^3}{EB_bH_b^3}$	$f_c=\frac{8Pl^3}{EB_cH_c^3}$

表 5－3－8　给定[σ]、[f]时三种悬臂梁的宽度、厚度及质量

	a 梁	b 梁	c 梁
宽度	$B_a=\frac{9}{8}\cdot\frac{12PE^2[f]^2}{[\sigma]^3l^3}$	$B_b=\frac{1}{2}\cdot\frac{12P\cdot E^2\cdot[f]^2}{[\sigma]^3\cdot l^3}$	$B_c=\frac{9}{32}\cdot\frac{12PE^2[f]^2}{[\sigma]^3l^3}$
厚度	$H_a=\frac{2}{3}\cdot\frac{[\sigma]l^2}{E[f]}$	$H_b=\frac{[\sigma]l^2}{E[f]}$	$H_c=\frac{4}{3}\cdot\frac{[\sigma]l^2}{E[f]}$
质量	$W_a=\frac{3}{4}\cdot\frac{12PE[f]}{[\sigma]^2}\rho$	$W_b=\frac{1}{4}\cdot\frac{12PE[f]}{[\sigma]^2}\rho$	$W_c=\frac{1}{4}\cdot\frac{12PE[f]}{[\sigma]^2}\rho$

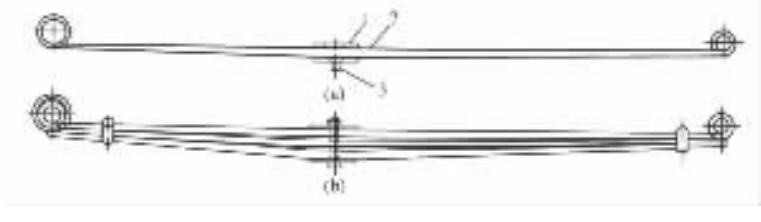


图 5－3－86　少片簧的典型结构

(a)单片簧；(b)少片簧

1－垫；2－弹簧；3－中心螺栓

少片簧首先由美国 Rockwell 公司于 1955 年开始研制，1960 年装车展出，随后在欧洲、美国和日本得到广泛应用。我国于 70 年代末 80 年代初开始试制研究，并逐步推广使用。

实际的少片簧既有采用抛物线形状的，也有大部分由于设备的原因采用分段折线代替抛物线，如图 5－3－87 所示。又由于大部分少片簧各叶片具有完全相同的参数（主片的卷耳部分除外），计算时可以将各片沿宽度方向合并成一片处理。下面给出图 5－3－87 所示梁的商力及刚度计算公式，图中的长度为有效长度。

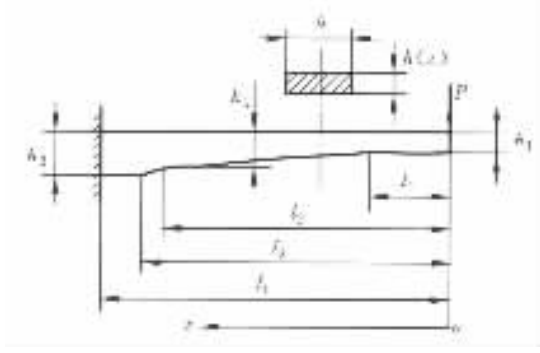


图 5－3－87 少片簧计算示意图

在载荷 P 作用下，端点挠度为

$$f=\frac{Pl_1^3}{3EI_1}+\frac{12P}{EbA_1^3}\left\{\ln\frac{h_2}{h_1}+\frac{(h_2-h_1)[B_1(h_1+h_2)-4h_1h_2]B_1}{2h_1^2h_2^2}\right\}$$
$$+\frac{12P}{EbA_2^3}\left\{\ln\frac{h_3}{h_2}+\frac{(h_3-h_2)[B_2(h_2+h_3)-4h_2h_3]B_2}{2h_2^2h_3^2}\right\}+\frac{P(l_0^3-l_3^3)}{3EI_3} \tag{5－3－68}$$

式中

$$I_1=\frac{1}{12}bh_1^3,\qquad I_3=\frac{1}{12}bh_3^3$$

$$A_1=\frac{h_2-h_1}{l_2-l_1},\qquad B_1=\frac{h_1l_2-h_2l_1}{l_2-l_1}$$

$$A_2=\frac{h_3-h_2}{l_3-l_2},\qquad B_2=\frac{h_2l_3-h_3l_2}{l_3-l_2}$$

弹簧刚度

$$C_s=\frac{P}{f}$$

应力的极值点坐标为

$$x_1=\frac{B_1}{A_1}=\frac{h_1l_2-h_2l_1}{h_2-h_1}$$

$$x_2=\frac{B_2}{A_2}=\frac{h_2l_3-h_3l_2}{h_3-h_2}$$

两处，其数值分别为

$$\sigma(x_1)=\frac{3P}{2b}\frac{(l_2-l_1)^2}{(h_2-h_1)(h_1l_2-h_2l_1)} \tag{5－3－69}$$

$$\sigma(x_2)=\frac{3P}{2b}\frac{(l_3-l_2)^2}{(h_3-h_2)(h_2l_3-h_3l_2)} \tag{5－3－70}$$

再与根部应力

$$\sigma(l_0)=\frac{6Pl_0}{bh_3^3} \tag{5－3－71}$$

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

比较，即可得出叶片的最大应力。

三、变刚度钢板弹簧的设计与计算

变刚度板簧的典型结构如图 5－3－88 所示，多见于轻型载货汽车的后悬架，其目的是为了在空载（带驾驶员）和满载时都能获得良好的平顺性。汽车空载时只有主簧起作用，载荷增加时随着主簧的变形与副簧逐渐贴合，至设计载荷附近主副簧完全贴合共同起作用。变刚度板簧有利于提高汽车的平顺性，但在布置上要求有足够的变形空间。

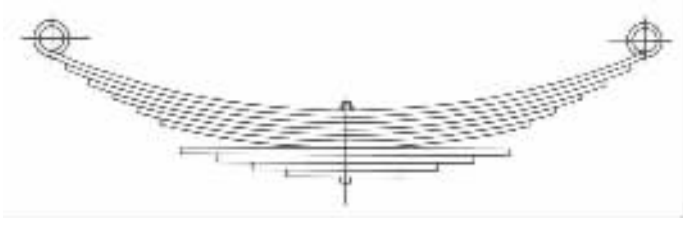


图 5－3－88　变刚度钢板弹簧的典型结构

设计变刚度板簧时，首先应当与总布置共同确定：①主簧单独作用时的刚度 C_1，②主副簧完全贴合后的共同刚度 C_2，③主副簧开始接触的载荷，一般应高于空载，④主副簧完全接触对应的载荷，一般应小于设计载荷，⑤板簧从设计载荷位置到限位块压死的行程 f_d 以及⑥板簧空载和设计载荷下的弧高。图 5－3－89 给出了一副实际簧的例子。

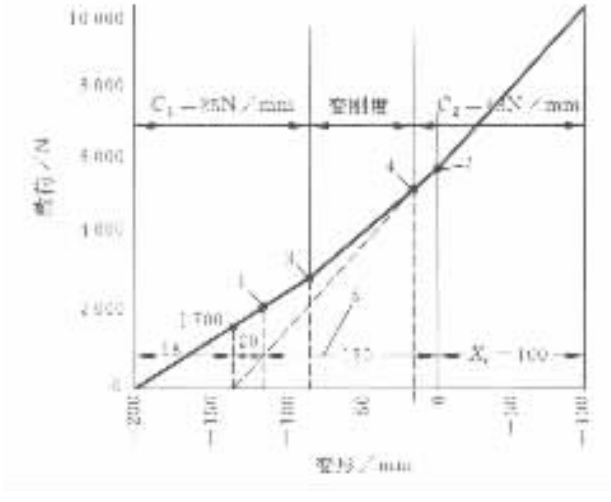


图 5－3－89　变刚度钢板弹簧的弹性曲线

1－空载 $P_1 = 2200N$；2－设计载荷 $P_2 = 6000N$；3－开始接触载荷 3000N；

4－完全接触载荷 5400N；5－空满载弧高差 120mm

上述参数确定后，即可选择片宽、片厚和叶片数目，其过程与多片簧的类似。计算主、副簧的截面惯性矩时，应按式（5－3－26）下面的说明选择挠度系数 δ。

各片叶片长度、自由弧高及曲率半径的确定可参照多片簧的设计方法进行。

在估算各片应力时，可采用共同曲率法。

若利用第三节最后所介绍的“改进的集中载荷法”，则可以比较精确地分析主副簧的接触

过程以及各叶片的应力、变形和弹簧的刚度。

第四节 扭杆悬架的设计

扭杆作为一种弹性元件，广泛地用于现代汽车的悬架中，在轿车、载货汽车及越野汽车上都有采用，更常用于微型、轻型汽车及 8×8 越野汽车上。扭杆悬架有一系列的优点：与钢板弹簧悬架相比，扭杆本身单位质量贮能量高，因而采用时可以减小汽车质量，又可节省材料；又由于扭杆固定在车架上，减小了非悬挂质量，有利于提高汽车的平顺性；当用于前驱动汽车的前悬架时，扭杆可以纵向布置，为前驱动桥的摆动半轴腾出空间。但扭杆的制造成本较高，对材料及工艺的要求较严。另外，扭杆仅能起弹性元件的作用，与纵置钢板弹簧悬架相比，必须有导向机构，因此虽然简化了弹性元件的设计，却使得悬架的设计复杂化了。

扭杆的截面可以是圆形的、环形的、矩形的或由数片叶片的矩形截面组合而成。

1. 扭杆的扭转刚度及应力

由材料力学可以得出扭杆的扭转角 θ、扭转刚度 C_T、表面最大剪应力 τ 以及单位扭角应力 τ/θ 与扭杆的截面尺寸、作用长度 L 以及承受的转矩 T 之间的关系如表 5－3－9，其中 d 为圆形截面或环形截面的外径，d_i 为环形截面的内径，b，h 分别为矩形截面的宽度和厚度。η_2，η_3 分别为矩形截面对应的应力及刚度修正系数，其取值与 b/h 的关系见图 5－3－90，G 为材料的剪切弹性模量，当 $d>16\text{mm}$ 时取 $7.60\times10^4\text{MPa}$，$d<16\text{mm}$ 时取 $7.93\times10^4\text{MPa}$。

表 5－3－9 扭杆的扭转角 θ、扭转刚度 C_T、剪应力 τ、比应力 τ/θ 的表达式

项目	截面形状		
	圆形	环形	矩形
扭转角 θ/rad	$\frac{32TL}{\pi d^4G}$	$\frac{32TL}{\pi d^4G[1-(d_i/d)^4]}$	$\frac{TL}{\eta_3h^3bG}$
	$\frac{2\tau L}{dG}$	$\frac{2\tau L}{dG}$	$\frac{\eta_2\tau L}{\eta_3hG}$
扭转刚度 C_T/(N·mm/rad)	$\frac{\pi d^4G}{32L}$	$\frac{\pi d^4G[1-(d_i/d)^4]}{32L}$	$\frac{\eta_3h^3bG}{L}$
最大剪应力 τ/MPa	$\frac{16T}{\pi d^3}$	$\frac{16T}{\pi d^3[1-(d_i/d)^4]}$	$\frac{T}{\eta_2h^2b}$
	$\frac{\theta dG}{2L}$	$\frac{\theta dG}{2L}$	$\frac{\eta_3\theta hG}{\eta_2L}$
比应力 τ/θ/MPa/rad	$\frac{dG}{2L}$	$\frac{dG}{2L}$	$\frac{\eta_3hG}{\eta_2L}$

注：τ，θ 分别有两种表达式，其计算结果相等。

2. 悬架的垂向刚度

扭杆的扭转刚度为线性的，但当将其安装到悬架上之后，由于车轮的垂向位移与扭杆的扭角不呈线性关系以及垂向作用力力臂的变化，使悬架的弹性特性为非线性变化。图 5－3－91 所示为计算悬架刚度 C_s 与扭杆扭转刚度 C_T 关系所用的示意图，其中作用力 P 垂直于过扭杆中心线的基准线，f 为在力 P 作用下扭杆臂端点相对基准线的位移，α 为力 P 作用下扭杆臂相

本试读为周期内可阅读部分，需要全本请在线购买：www.ertongbook.com

对基准线转过的角度，β 为载荷为 0 时扭杆臂相对基准线的角度，R 为扭杆臂的长度。

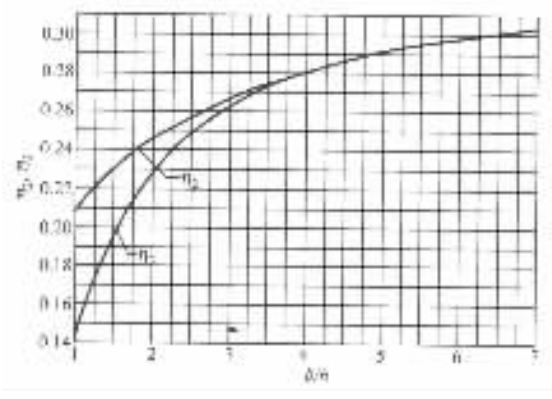


图 5－3－90　矩形截面扭杆的应力及刚度系数

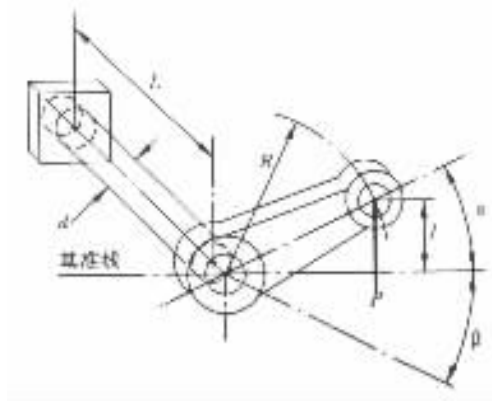


图 5－3－91　扭杆受力变形示意图

由图中可得到：

$$T = PR\cos\alpha$$

$$C_T = \frac{T}{\theta} = \frac{T}{\alpha+\beta} = \frac{PR\cos\alpha}{\alpha+\beta}$$

$$P = \frac{C_T(\alpha+\beta)}{R\cos\alpha} = \frac{C_T}{R}\cdot C_1 \tag{5－3－72}$$

式中　$C_1 = \dfrac{\alpha+\beta}{\cos\alpha}$ 称为载荷因子。

由图中还可得到

$$f = P\sin\alpha \tag{5－3－73}$$

因此，扭杆臂端点的或悬架的垂向刚度 C_s 可求出：

$$C_s = \frac{dP}{df} = \frac{dP}{d\alpha}\frac{d\alpha}{df} = \frac{C_T}{R^2}\frac{1+(\alpha+\beta)\tan\alpha}{\cos^2\alpha} = \frac{C_T}{R^2}C_2 \tag{5－3－74}$$

式中　$C_2 = \dfrac{1+(\alpha+\beta)\tan\alpha}{\cos^2\alpha}$ 称为刚度因子。

记设计载荷 P 下的悬架刚度为 C_s 并定义当量静挠度 $\delta = P/C_s$，则有

$$\delta = R\frac{\cos\alpha}{\dfrac{1}{\alpha+\beta}+\tan\alpha} = RC_3 \tag{5－3－75}$$

式中　$C_3 = \dfrac{\cos\alpha}{\dfrac{1}{\alpha+\beta}+\tan\alpha}$ 称为当量静挠度因子。

C_1，C_2，C_3 在不同 β 角下随 $f/R = \sin\alpha$ 变化的曲线如图 5－3－92、图 5－3－93、图 5－3－94 所示。虽然图中 β 以角度标出，但应注意在以上所有公式中 β 的单位为弧度。

3. 扭杆的设计计算

设计扭杆时首先应当与总布置共同协商确定设计载荷 P，在该载荷下的变形角 α 以及该点所对应的扭杆臂端点刚度 C_s，还应同时确定扭杆臂长 R，悬架受压缩和反弹极限位置时扭杆臂端点相对设计载荷时的位移 h_c 及 h_r，并根据扭杆的使用条件选择相应的材料，一般轿车应选用 $[\tau] \geqslant 900\text{MPa}$ 的材料，载货汽车应选用 $[\tau] \geqslant 800\text{MPa}$ 的材料，军用或越野车辆则应选用

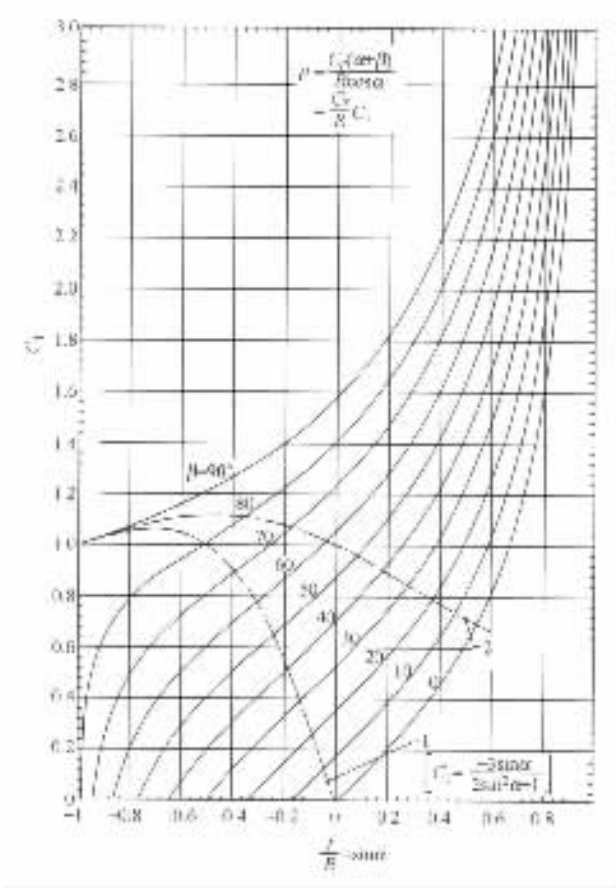


图 5－3－92 载荷因子随变形的变化曲线

1－最小刚度；2－最大当量静挠度

更高级的材料，淬火并经喷丸及预扭后其[τ]可高达 1000～1250MPa。可采用的扭杆材料有 50CrV，60CrA 及 60Si2Mn 等弹簧钢。不论哪种使用条件，扭杆均应做喷丸及预扭处理以提高其疲劳寿命，通常预扭应连续进行 4～5 次，且最后的残余变形不应大于 2°。需要特别注意的是扭杆的工作方向必须与预扭方向一致，因此左右悬架的扭杆不能互换，为了防止误装，在扭杆上必须做明显标记。

上述参数确定后，即可求出 $\delta = P/C_s$，并运用式(5－3－75)解出 β，将 β 代入式(5－3－72)可求出扭杆的扭转刚度 C_T。

这样扭杆在极限位置时所受的扭矩 T_{max} 由下式

$$T_{max} = C_T[\beta + \sin^{-1}(h_c + R\sin\alpha)] \tag{5-3-76}$$

得到，同时在设计载荷下的扭矩为

$$T = PR\cos\alpha$$

至此，即可根据所选定的扭杆截面形状恰当使用表 5－3－9 中的公式得出扭杆的截面尺寸及工作长度。

4. 扭杆的端部及过渡部分形状

扭杆端部可采用三角形花键、六方或四方等方式与其他零件装配连接。其中以 90°的三角

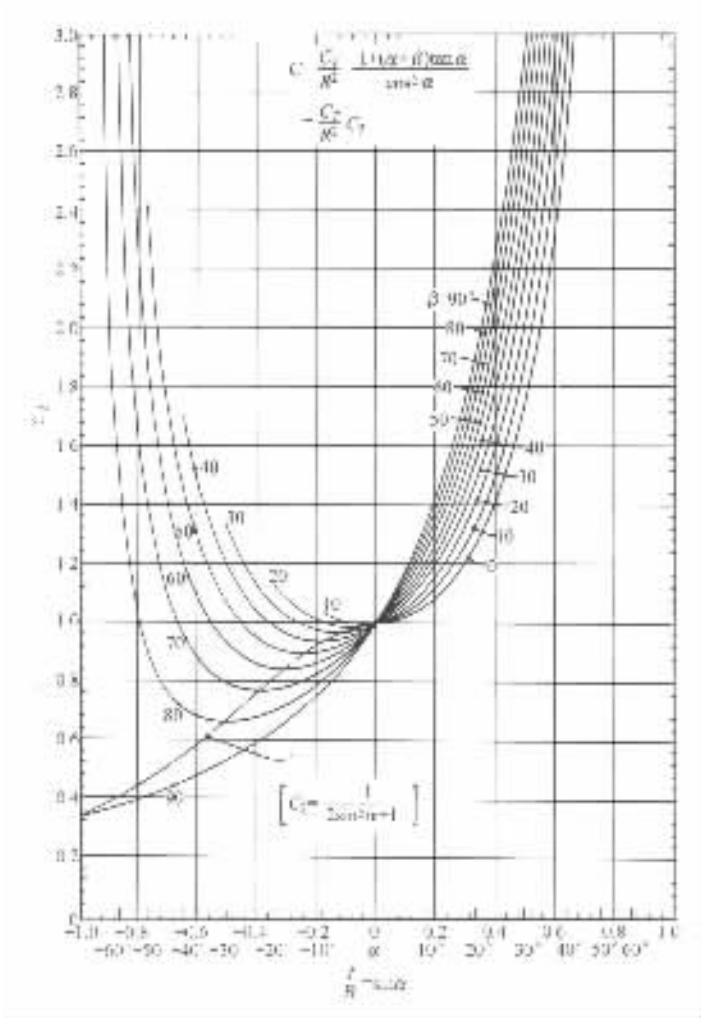


图 5－3－93　刚度因子随变形的变化曲线

1－最小刚度

形花键最为常用，既可以可靠传力，又便于进行喷丸处理。根据经验，在使用三角形花键时，其端部直径 D 应至少为扭杆直径 d 的 1.15 倍以上，大的可取到 1.5～1.6 倍，而端头花键的长度 l 则至少应为 D 的 0.4 倍以上，一般不超过 1.3 倍。

端头与扭杆中间部分必须圆滑过渡以减少应力集中。常用的两种方式如图 5－3－95(a)(b)所示。(a)为锥顶角 30°的锥形过渡，在锥面与扭杆连接处用 $r=1.5d$ 的圆角过渡。(b)为用 $r\geqslant 4d$ 的大圆弧过渡。

过渡部分的等效作用长度 l_e 可如下求出。对结构(a)：

$$l_e=\frac{1}{3}\left[\frac{1}{\lambda}+\frac{1}{\lambda^2}+\frac{1}{\lambda^3}\right]l_t \tag{5-3-77}$$

对结构(b)：

$$l_e=\frac{1}{48\lambda^3}\left[8+10\lambda+15\lambda^2+15\frac{\lambda^3}{\sqrt{\lambda-1}}\tan^{-1}\sqrt{\lambda-1}\right]l_t \tag{5-3-78}$$

式中　$A=D/d$。

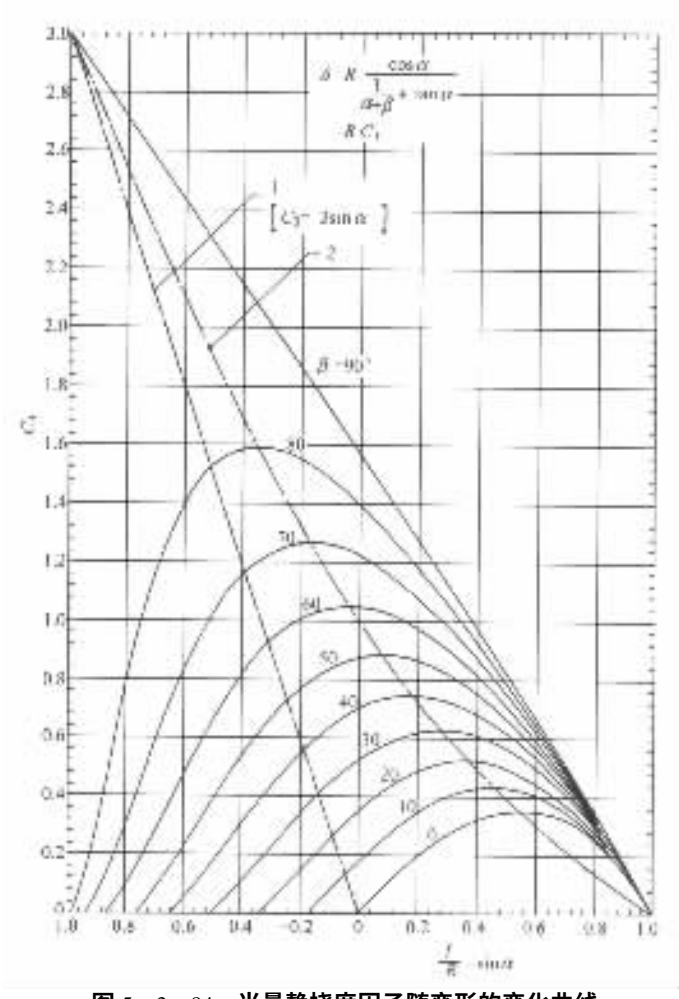


图 5－3－94 当量静挠度因子随变形的变化曲线
1－最小刚度；2－最大当量静挠度

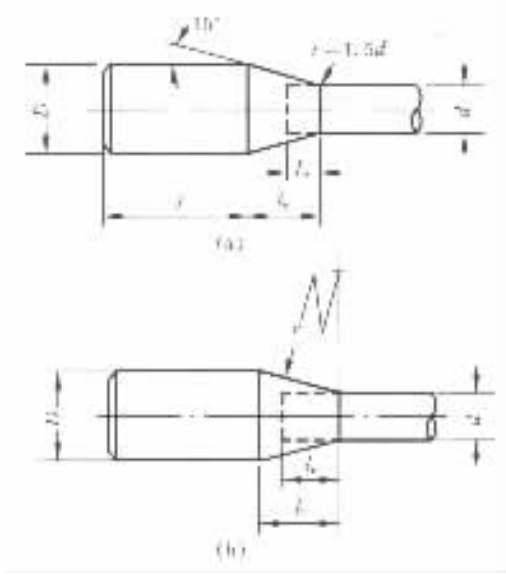


图 5－3－95 扭杆过渡部分形状

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

在计算扭杆刚度时必须计入这部分长度。亦即

作用长度 $L=$（扭杆总长度）$-2\times$（端头长度 l）$-2\times l_t+2\times l_e$。

第五节 螺旋弹簧悬架的设计

螺旋弹簧作为弹性元件，由于其结构简单、制造方便及有高的比能容量，因此在现代轻型以下汽车的悬架中应用相当普遍，特别是在轿车中，由于要求良好的乘坐舒适性和悬架导向机构在大摆动量下仍具有保持车轮定位角的能力，因此螺旋弹簧悬架早就取代了钢板弹簧。螺旋弹簧在悬架布置中可在弹簧内部安装减振器、行程限位器或导向柱使结构紧凑。通过采用变节距的或用变直径弹簧钢丝绕制的或两者同时采用的弹簧结构，可以实现变刚度特性。

1. 螺旋弹簧的刚度及应力计算

螺旋弹簧在其轴向载荷 P 作用下的变形 f 为

$$f=\frac{8PD_m^3\cdot i}{Gd^4} \tag{5-3-79}$$

式中 D_m——弹簧中径，mm；

d——弹簧钢丝直径，mm；

i——弹簧工作圈数；

G——弹簧材料的剪切弹性模量，取 8.3×10^4MPa。

因此弹簧刚度

$$C_s=\frac{P}{f}=\frac{Gd^4}{8D_m^3\cdot i} \tag{5-3-80}$$

弹簧在压缩时其工作方式与扭杆类似，都是靠材料的剪切变形吸收能量，弹簧钢丝表面的剪应力为

$$\tau=\frac{8PF_mK'}{\pi d^3}=\frac{8PCK'}{\pi d^2}\qquad \text{MPa} \tag{5-3-81}$$

式中 C——弹簧指数（旋绕比），$C=D_m/d$；

K'——曲度系数，为考虑簧圈曲率对强度影响的系数，$K'=\frac{4C-1}{4C-4}+\frac{0.615}{C}$。

对于前面讨论的直的扭杆，其表面的剪应力呈均匀分布，而螺旋弹簧钢丝表面的剪应力则相对复杂。在静载状态下，这种截面内的应力分布不均匀可以忽略不计，但在承受动载时，由于弹簧内侧应力水平较高并且应力变化幅值也更大，导致螺旋弹簧的失效总是发生在内侧。为了在设计时考虑内侧应力的增大，引入修正系数 K'。

一般情况下，弹簧钢的许用剪应力 $[\tau]$ 与许用拉应力 $[\sigma]$ 成比例关系，通常情况下，可以取 $[\tau]=0.63[\sigma]$。

2. 弹簧端部形状

螺旋弹簧端部可以碾细、并紧，直角切断或向内弯曲，典型结构如图 5-3-96 所示。其中（a）为两端碾细，亦即在绕制弹簧之前先将钢丝两端碾细，碾细部分长度在绕后约占 240°，末端厚度为钢丝直径的 1/3 左右，绕成后末端几乎贴紧相邻一圈弹簧。必要时，两端都要磨平。这种结构的优点是节约材料，占用垂向空间小，特别是由于两端都平整，安装时可以任意转动，因而设计时弹簧的圈数可以取任意值，不必限于整数。其缺点是碾细需要专门工序和设备，增加了制造成本。（b）为直角切断型，其中一端并紧形成与弹簧轴线垂直的平面。这种结构的优点

在于绕制简单，成本低，其缺点是增大了垂向尺寸和材料消耗，安装时需要一定方向并且需与之相配套的弹簧座，若两端都未整平，则修改设计时，弹簧圈数必须按整数增减。(c)为端部向内弯曲并形成与弹簧轴线垂直的平面，这种结构常用于和弹簧座配合起定位作用，若两端都内弯，则需要专用设备。

表 5－3－10 列出了不同端部结构时弹簧总圈数 n 与有效圈数 i 以及弹簧完全并紧时的高度 H_s 间的关系，其中 H_s 公式中的系数 1.01 为考虑螺旋角的补偿系数，t 为端部碾细时的末端厚度。

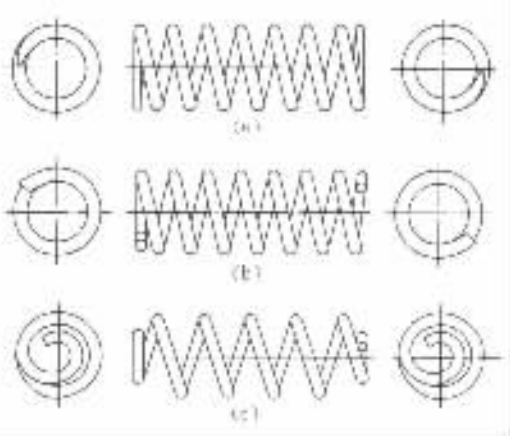


图 5－3－96 螺旋弹簧的端部结构

3. 螺旋弹簧的设计计算

表 5－3－10 螺旋弹簧不同端部结构时的总圈数 n 及并紧高度 H_s

	总圈数 n	完全并紧时的高度 H_s
两端碾细	$i+2$	$1.01d(n-1)+2t$
两端切断	$i+1.33$	$1.01d(n+1)$
两端内弯	$i+1.50$	$1.01d(n-1.25)$
一端碾细一端切断	$i+1.67$	$1.01dn+t$
一端碾细一端内弯	$i+1.75$	$1.01d(n-1)+t$
一端切断一端内弯	$i+1.42$	$1.01dn$

螺旋弹簧的设计计算分以下几步：

(1)根据总布置要求及悬架的具体结构型式求出需要的弹簧刚度 C_s，设计载荷时弹簧的受力 P_i 及弹簧高度 H_i，悬架在压缩行程极限位置时弹簧高度 H_m。

(2)初步选择弹簧中径 D_m，端部结构型式及所用的材料。

(3)参考相关标准确定台架试验时伸张及压缩极限位置相对于设计载荷位置的弹簧变形量 f_1，f_2，并确定要想达到的寿命 n_c(循环次数)。

(4)初选钢丝直径 d，并由相关材料标准查出许用拉应力[σ]。

(5)由式(5－3－80)解出 i，用表 5－3－10 中的相应公式求出 H_s。

(6)由 H_s，P_i，H_i 及 C_s 可求出弹簧在完全压紧时的载荷 P_s，台架试验伸张、压缩极限位置对应的载荷 P_1，P_2 以及工作压缩极限位置的载荷 P_m 分别为

$$P_s = P_i + C_s(H_i + H_s)$$

$$P_1 = P_i - C_s f_1$$

$$P_2 = P_i + C_s f_2$$

$$P_m = p_i + C_s(H_i - H_m)$$

(7)按弹簧指数 $C = D_m/d$ 及 K' 的表达式(见式(5－3－81)下的说明)求得 K'，运用式(5－3－81)求出载荷 P_1，P_2，P_3 以及 P_m 所对应的剪切应力 τ_1，τ_2，τ_s，以及 τ_{max}(计算出的 $\tau_s >$

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

τ_{max}，但 τ_{max} 是悬架工作时弹簧实际对应的最大剪应力，对应悬架的极限压缩状态）。

(8) 校核 τ_{max} 是否小于 $[\tau]=0.63[\sigma]$，若不成立，则返回第(4)步重新选择钢丝直径 d；若余量很大，则视第(9)步寿命校核结果决定是否重新选取较小些的直径 d。

(9) 校核台架试验条件下的寿命。给定试验条件下的循环次数 n_c 可按下式估算：

$$n_c=\left(\frac{1.808}{K_e}\right)^{\frac{1}{0.13}} \tag{5-3-82}$$

式中

$$K_e=\frac{0.74(\tau_2-\tau_1)}{1.48[\sigma]-(\tau_2+\tau_1)} \tag{5-3-83}$$

若算出的 n_c 小于预期的台架寿命，则返回第(4)步重新选择 d；若有较大余量，则与第(8)步的结果综合考虑是否选择更小的钢丝直径以节约材料，减小质量。

(10) 得到合适的 d 以后，可以进一步确定弹簧的自由高度 H_0 和最小工作高度 H_n：

$$H_0=H_i+P_i/C_s \tag{5-3-84}$$

$$H_n=H_s+\delta di \tag{5-3-85}$$

式中　δ——与弹簧指数 $C=D_m/d$ 有关的系数，见图 5-3-97。

弹簧的总圈数可由表 5-3-10 中求出。

(11) 稳定性校核　又细又高的弹簧在大载荷作用下会失稳，失稳的临界载荷不仅与其高度对直径之比 $\lambda=H_0/D_m$ 有关，还与弹簧两端的支撑方式有关，对于钢丝截面为圆形的螺旋弹簧，其相对变形量 f/H_0 必须小于如下临界值：

$$\left(\frac{f}{H_0}\right)_{cr}=0.811\left(1+\sqrt{1-6.89\left(\frac{C_0}{\lambda}\right)^2}\right) \tag{5-3-86}$$

式中系数 C_0 的取值见图 5-3-98，必要时，可以重新选取 D_m 然后从第(2)步开始重新计算。

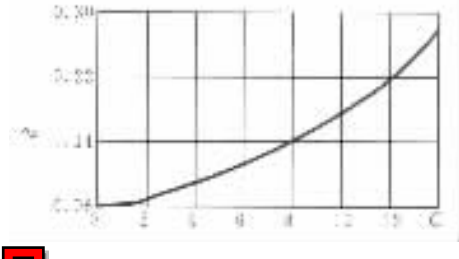


图 5-3-97　弹簧指数 C 与 δ 的关系曲线

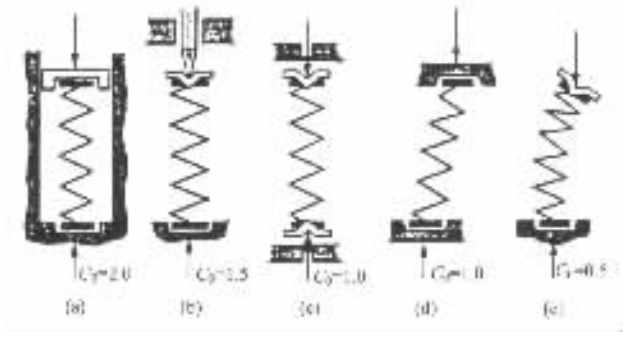


图 5-3-98　不同支撑方式下 C_0 的取值

第六节　空气悬架的设计

空气悬架多应用于各类大型客车和无轨电车上，在高级轿车、长途运输重型载货汽车和挂车上也有所采用。其弹性元件是由夹有帘线的橡胶囊或膜和充入其内腔的压缩空气所组成。这种悬架除弹性元件、减振器和导向机构外，一般还装有车身高度调节装置。

图 5-3-99 所示为载货汽车后驱动桥空气悬架的典型结构。其中安装在车架纵梁下方的四个空气弹簧承受垂向载荷，侧向力及纵向力由 A 型架和位于下方的两根纵向推力杆传

递，横向稳定杆提供足够的侧倾角刚度，紧贴车轮布置的四个减振器用来衰减车身的侧倾和垂向振动。

由于空气弹簧可以设计得比较柔软，因而空气悬架可以得到较低的固有振动频率，同时空气弹簧的变刚度特性使得这一频率在较大的载荷变化范围内保持不变，从而提高了汽车的行驶平顺性。空气悬架的另一个优点在于通过调节车身高度使大客车的地板高度和载货汽车的货箱高度随载荷的变化基本保持不变。此外，空气悬架还具有空气弹簧寿命长、质量小以及噪声低等一些优点。

空气悬架的不足之处在于：结构复杂，与传统的钢制弹性元件相比，需要增加压气机、车身高度调节器以及气阀等零部件；价格昂贵；空气弹簧尺寸较大，不便于布置；需要专门的导向机构传递侧向力、纵向力及制动、驱动力矩。

正是由于这些原因，普通轿车上很少采用空气悬架。戴姆勒一奔驰公司仅在其最高档的 600 系列轿车上才装有空气悬架。图 5－3－100 为轿车前、后悬架采用空气悬架时的参考布置方案。

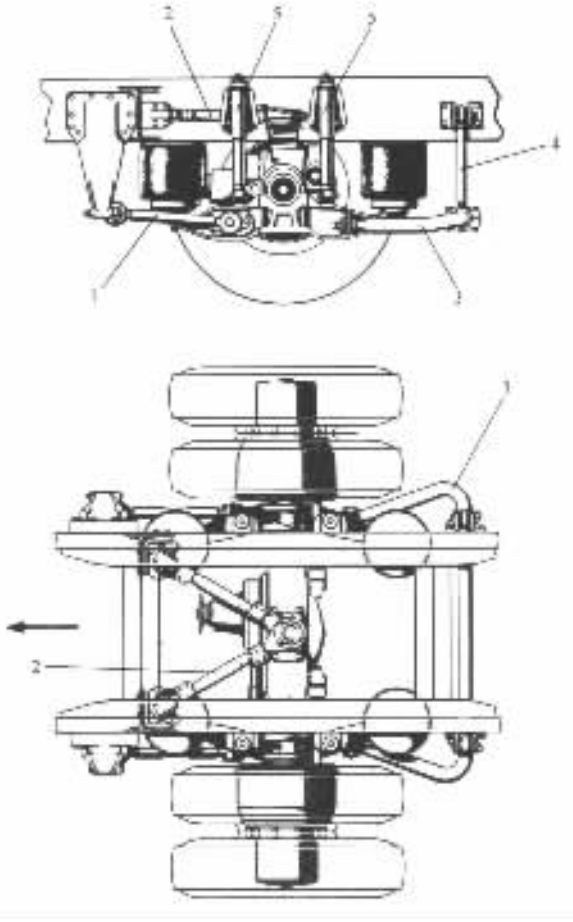


图 5－3－99 载货汽车后驱动桥空气悬架

1－纵向推力杆；2－A 型架；3－横向稳定杆；4－横向稳定杆支架；5－减振器

按照结构特点，空气弹簧可以分为囊式和膜式两大类。囊式空气弹簧结构相对简单，制造方便，但刚度较高，因而常用于大型客车、无轨电车和载货汽车，并且常配有辅助气室以降低弹簧刚度，如图 5－3－101 所示。膜式空气弹簧刚度小，适合于用作轿车悬架（如图 5－3－100 所示），但同等空气压力和尺寸下其承载能力小，并且动刚度会增大。

如图 5－3－102 所示，当在充满气体的空气弹簧上作用外力 P 后，会引起弹簧的微小变形 $\mathrm{d}f$，相应的气体容积变化量为 $\mathrm{d}V$。由于囊壁变形所做的功与外力所作的功相比可以忽略，因而外力作的功 $P\mathrm{d}f$ 等于气体受压作的功 $(p-p_a)\mathrm{d}V$：

$$P\mathrm{d}f=(p-p_a)\mathrm{d}V \tag{5-3-87}$$

式中 p——弹簧内空气的绝对压强；

p_a——大气压强。

弹簧内密封的空气满足气体状态方程

$$p/p_0=(V_0/V)^k \tag{5-3-88}$$

式中 p_0，V_0——静平衡位置时的绝对压强和容积；

k——气体常数，当汽车载荷缓慢变化时，弹簧内空气状态的变化接近于等温过程，可取 $k=1$；当汽车在行驶过程振动时，弹簧内空气状态的变化接近于绝热过

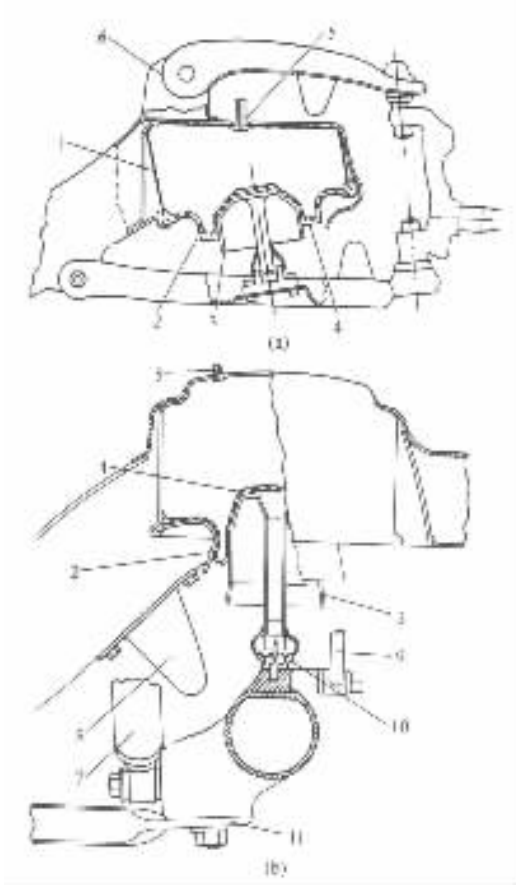


图 5－3－100　轿车空气悬架的布置方案

(a)前悬架；(b)后悬架

1－空气弹簧；2－裙部；3－活塞；4－膜；5－进排气口；6－半旋转式减振器；7－减振器；8－橡胶缓冲块；9－横向推力杆；10－推杆支承总成；11－导向臂

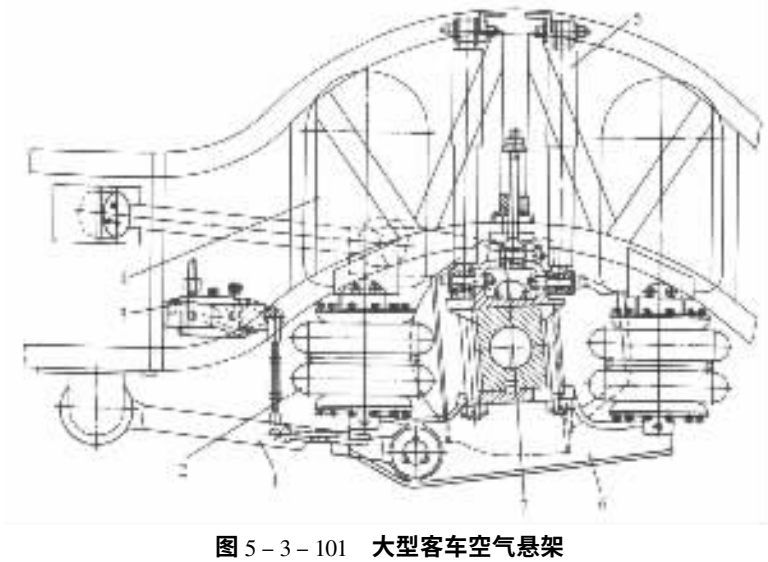


图 5－3－101　大型客车空气悬架

1－推力杆；2－囊式空气弹簧；3－车身高度调节器；4－辅助气室；5－减振器；6－支撑架；7－伸张限位块

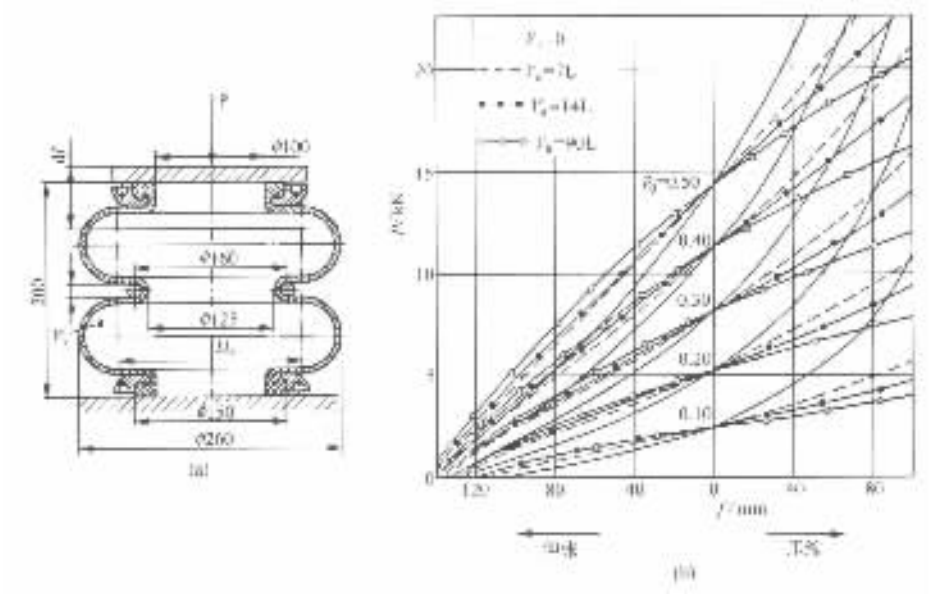


图 5－3－102 囊式空气弹簧的弹性特性

程，可取 $k=1.4$；实际计算时，通常取 $k=1.2\sim1.4$。

定义弹簧的有效面积

$$A_{\mathrm{eff}}=-\mathrm{d}V/\mathrm{d}f \tag{5-3-89}$$

并与式(5－3－88)一起带入式(5－3－87)中可以得到

$$P=(p-p_{\mathrm{a}})A_{\mathrm{eff}}=\left(\frac{p_0V_0^k}{V^i}-p_{\mathrm{a}}\right)A_{\mathrm{eff}} \tag{5-3-90}$$

将上式对位移求导可得空气弹簧的刚度为

$$\begin{aligned}C&=\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}f}A_{\mathrm{eff}}+(p-p_{\mathrm{a}})\frac{\mathrm{d}A_{\mathrm{eff}}}{\mathrm{d}f}\\&=\frac{kp_0V_0^k}{V^{k+1}}A_{\mathrm{eff}}^2+\left(\frac{p_0V_0^k}{V^k}-p_{\mathrm{a}}\right)\frac{\mathrm{d}A_{\mathrm{eff}}}{\mathrm{d}f}\end{aligned} \tag{5-3-91}$$

这表明空气弹簧的刚度由两部分构成，分别由气体体积的变化和有效面积的变化而引起。在设计空气弹簧时，对这两个方面都要加以考虑。

在静平衡位置时，有 $p=p_0$，$V=V_0$，代入式(5－3－91)可得到静平衡位置的弹簧刚度为

$$C_0=\frac{kp_0}{V_0}A_{\mathrm{eff}}^2+(p_0-p_{\mathrm{a}})\frac{\mathrm{d}A_{\mathrm{eff}}}{\mathrm{d}f} \tag{5-3-92}$$

从中可以看出，要想获得较软的刚度，应该增大 V_0，但在布置上又不允许占用过高的空间，因而常常采用增加辅助气室的办法来达到增大 V_0，减小刚度的目的。辅助气室容积 V_{ae} 以及静平衡位置压力 p_0 对空气弹簧弹性特性的影响如图 5－3－102 和图 5－3－103 所示。

增加辅助气室后，可使空气弹簧的弹性特性更接近于理想弹性特性，但辅助气室的容积一般不超过弹簧容积的 3 倍。

由于空气弹簧无法承受侧向力及转矩，必须为悬架选择恰当的导向杆系。目前常用的有以下三种方式：①用钢板弹簧作为导向元件(如图 5－3－104 所示)，这种方法的优点在于可以

所有权为本书作者所有 www.jiaoyu.com 免费下载

利用以前的零部件，便于改装，同时板簧与空气弹簧联合作用可使悬架弹性特性更接近理想，悬架的偏频在很大载荷范围内近似保持不变。②纵臂式，如图 5－3－105 所示，这种方式增加了设计的灵活性，可以较好地保证悬架的纵倾特性，车轮跳动时主销倾角的变化量也能满足要求。③A 型架式，实际上为纵臂式的变形，其侧向刚度较大，可减小车身侧向摆动的加速度，从而减小悬架中出现的附加载荷，多用于重型车的悬架。在轿车上，一般前悬采用双横臂，后悬采用纵臂式导向机构。

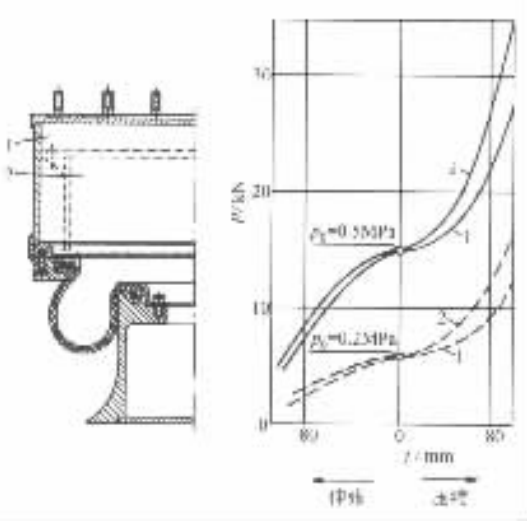


图 5－3－103　模式空气弹簧的弹性特性

1，2－分别代表主气室容积和辅助气室容积

空气悬架车身高度调节机构是一端固定在车架、一端固定在车身上的联动阀，当车身高度变化时，阀动作打开相应的气路，向弹簧气室中补充或由弹簧气室放出空气，达到调节车身高度的目的（参见图 5－3－101）。

汽车在正常行驶过程中，由于垂向振动或侧倾，车身与车桥之间总会发生相对位移。在设计车身高度调节器时，必须采取必要的措施以防止在此类情况下车身高度调节器频繁动作。图 5－3－106 所示为一种带有液力阻尼器的车身高度调节器。当载荷增加时，车身位置下移，相应的传力杆（图中未画出，可参见图 5－3－101）带动齿轮 1 克服阻尼器 2 的阻尼力转动，并推动滑轴 3 向右运动打开阀 5，压缩空气经阀 5、阀 4 以及滑轴 3 上的孔道进入空气弹簧的气室，使车身上抬。当车身高度恢复到原始位置时，在传力杆的带动下齿轮 1 也转回原先的位置，阀 5 关闭，切断气路。当悬架所承受的载荷减小时，齿轮 1 向相反的方向转动，带动滑轴 3 向左打开阀 4，空气弹簧气室中多余的空气排出，达到载荷变化（静态、缓慢变化）时车身高度自动调节的目的。

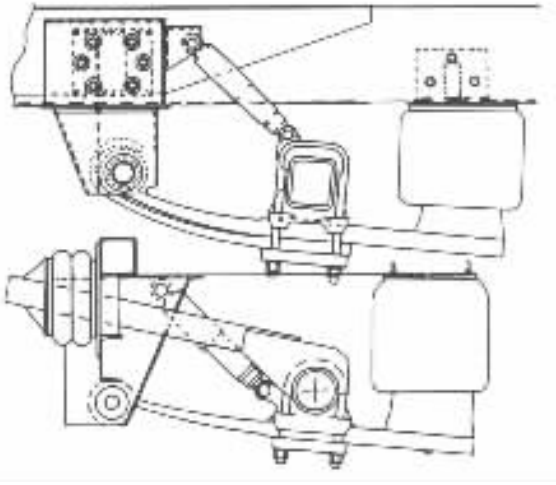


图 5－3－104　板簧作为导向元件的布置方式

阻尼器 2 和传力杆上串联的弹簧（图中未画出）有效地避免了汽车振动或侧倾时高度调节阀的不必要动作，同时又确保静态载荷变化时能发挥应有的作用。

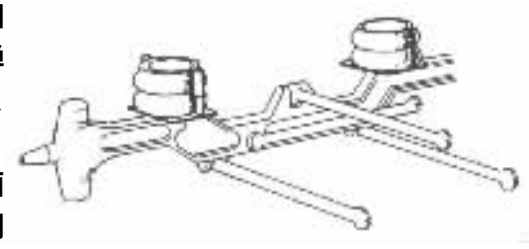


图 5－3－105　纵臂式导向机构示意图

图 5－3－107 所示为带电子控制单元的轿车用空气悬架系统示意图。电控单元可以根据当时的车况、驾驶员的要求和三个车身高度传感器的测量信号分别控制四路进气/排气阀的开闭，从而自如地调节车身高度、车身姿态角和悬架的刚度。

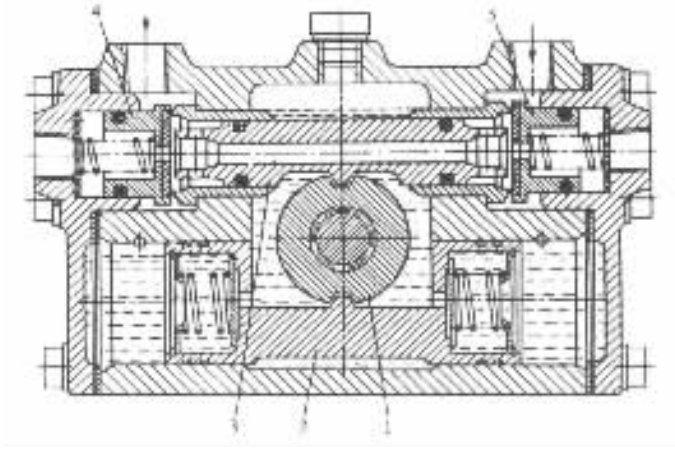


图 5－3－106 带液力阻尼器的车身高度调节器

1－齿轮；2－阻尼器；3－滑轴；4,5－阀

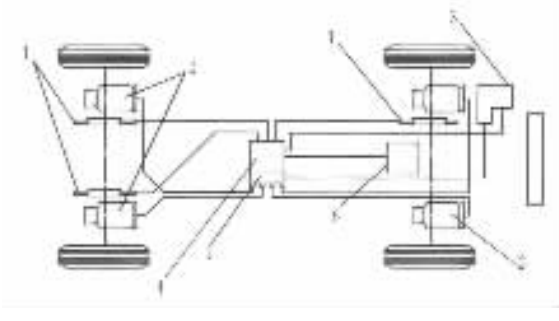


图 5－3－107 带电控单元的空气悬架系统示意图

1－车身高度传感器；2－空气弹簧；3－空气压缩机；

4－电控单元；5－四路进排气阀；6－车况输入

第七节 油气弹簧的设计

油气弹簧是空气弹簧的一种特例，其工作原理如图 5－3－108 所示。其中起弹性元件作用的仍是密封在工作气室内的惰性气体（一般为氮气），但在气体与活塞之间引入油液作为传力介质。通常用弹性橡胶膜将气体与油液隔开，从而防止在高温、高压及复杂的工作条件下气体溶于油液，确保性能的稳定性。由于油气弹簧采用钢制气室，因而与空气弹簧相比，可以有更高的工作压力，通常为 5～7MPa，有的高达 20MPa。因此在同样的工作条件下，油气弹簧具有尺寸短、质量小的优点，便于在车上布置，用于重型自卸汽车上比钢板弹簧轻 50%以上。油气弹簧的其他优点还包括：传力的油液介质同时也可起到润滑滑动表面的作用；在缸筒内安装内置节流阀，可以提供必要的阻尼力使油气弹簧同时起减振作用，从而取消了单独的减振器；依靠车身高度调节阀调节油液的压力，可以方便地实现车身高度的调节；油气弹簧具有较低的固有振动频率等。其缺点有：由于工作介质为高压气体和油液，因而对相对运动部件的表面粗糙度、耐磨性、装配精度以及密封环节的设计都提出了较高的要求，以确保密封性。在使用过

机械设计手册 www.mdbook.com 免费下载

程中气体会缓慢地泄漏，需要专门的充气装备及作业规程并及时充气。所以油气弹簧结构较复杂，维修保养较麻烦。目前油气弹簧常用于重型汽车尤其是重型自卸汽车上，也有个别轿车采用油气弹簧（如雪铁龙 DS－19 型汽车）。

油气弹簧的典型结构如图 5－3－109 所示。该图给出的是单气室结构，除此之外，还有双气室（即带反压气室）和两级气室（或两级压力式）等结构型式。

由于油气弹簧的气体密封在工作气室内，在不同的载荷下其质量维持不变，因而又称为定质量空气弹簧。与此相比较，上一节所讨论的囊式和膜式空气弹簧在给定的工作高度下，其工作容积不受载荷的影响，基本维持不变，因而也称为定容积空气弹簧。

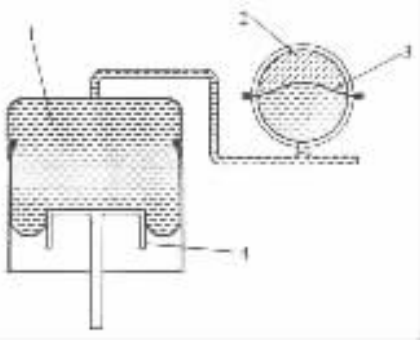


图 5－3－108　油气弹簧工作原理图

1－油液；2－气体；3－橡胶膜；4－活塞

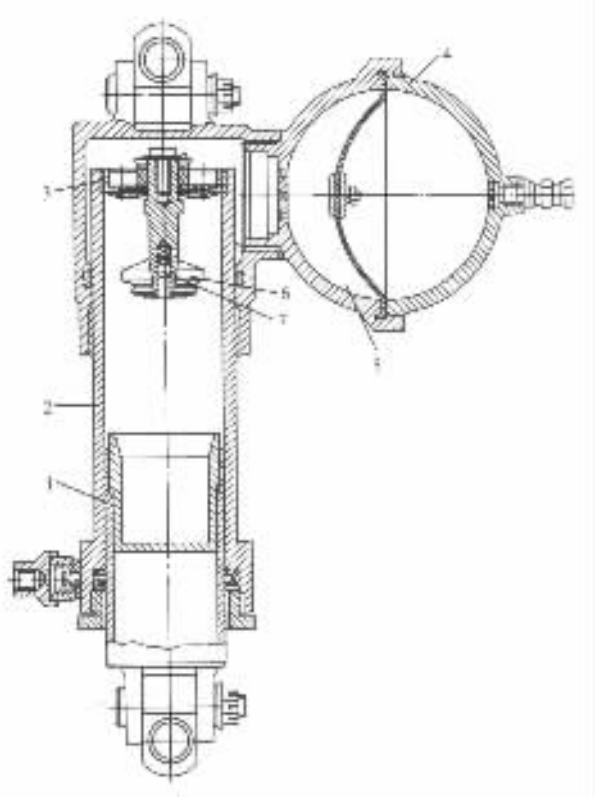


图 5－3－109　单气室油气弹簧结构图

1－活塞；2－缸筒；3－阀座；4－球形气室；5－贮液腔；6－阻尼器；7－旁通阀

单气室油气弹簧的特性可用式（5－3－90）、式（5－3－91）求得。在式（5－3－91）中，由于油气弹簧的有效面积 $A_{\mathrm{eff}} = -\mathrm{d}V/\mathrm{d}f$ 就是活塞面积 A，当活塞位移时其面积 A 保持不变，即 $\mathrm{d}A_{\mathrm{eff}}/\mathrm{d}f = 0$，因而弹簧刚度 C 可表述为

$$C = \frac{kp_0V_0^k}{V^{k+1}}A_{eff}^2 = \frac{kp_0V_0^k}{V^{k+1}}A^2 \tag{5－3－93}$$

式中各量意义与式(5－3－91)中的相同。

为计算方便起见,今将气体体积 V 折合成活塞面积 A 和一高度 H 的乘积,即引入气体折算高度 $H=V/A$,则上式进一步简化为

$$C=\frac{kp_0A}{H}\left(\frac{V_0}{V}\right)^k \tag{5-3-94}$$

在静平衡位置时,有

$$C_0=\frac{kp_0A}{H_0} \tag{5-3-95}$$

式中 H_0——静平衡位置时气体折算高度,

$$H_0=V_0/A$$

由式(5－3－4)、(5－3－95)和式(5－3－87)可得到在静平衡位置时的振动偏频 n(Hz)为

$$n=\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{p_0}{p_0-p_a}\cdot\frac{gk}{H_0}} \tag{5-3-96}$$

式中 g——重力加速度,$g=9810\text{mm/s}^2$。

由式(5－3－96)可以看出,振动的偏频与静平衡位置时的折算高度成反比。亦即当弹簧所承受的载荷增加时,由于气体被压缩,其折算高度减小,振动频率增加 当载荷减小时,气体的体积增加,折算高度增大,振动频率减小。这种振动频率随载荷增加而增大的特性与一般线性弹簧刚好相反。

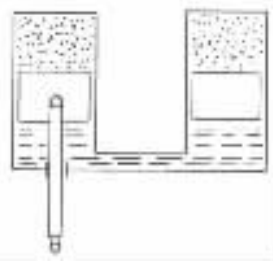


图 5－3－110 带反压气室油气弹簧工作原理图

由于载荷减小时油气弹簧的刚度减小,在伸张行程时有可能导致动容量太小,经常发生撞击限位块的情况。为防止这种情况发生,可以采取增大伸张行程阻尼力的办法,也可以采用如图 5－3－110 所示的双气室即带反压气室结构。在该种结构中有一个反压工作气室,其中有一浮动活塞将油液与高压气体分隔,油液有回路与主气室的油液相通。因此,带反压气室油气弹簧的刚度由主气室与反压气室的参数共同决定,在静平衡位置的弹簧刚度可表述为

$$C_0=\frac{kp_{01}A_1}{H_1}+\frac{kp_{02}A_2}{H_2} \tag{5-3-97}$$

式中 p_0,q_0——静平衡位置时主气室与反压气室的气体绝对压力,

A_1,A_2——主气室与反压气室的活塞面积;

H_1,H_2——静平衡位置时主气室与反压气室的气体折算高度。

当弹簧处于伸张行程时,H_1 增大而 H_2 减小,与单气室油气弹簧相比,可以显著地增大弹簧的刚度。通过合理选择主气室与反压气室的参数,可以得到恰当的弹簧刚度特性。

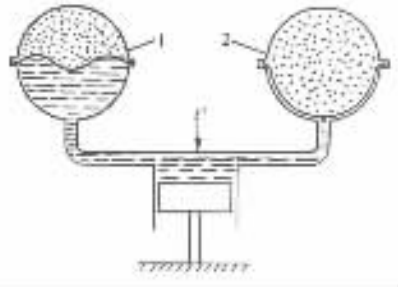


图 5－3－111 两级气室油气弹簧工作原理

1－主气室;2－补偿气室

油气弹簧的另一种型式为两级气室或两级压力式结构,其原理如图 5－3－111 所示。在这种结构中,有两个并联工作的气室,其中之一为主气室,其工作压力 p_1 与单气室油气弹簧相近,另外一个气室称为补偿气室,其中充以高压气体,一般其压力 p_c 约为 p_1 的 1.5～2.0 倍。当弹簧承

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

受轻载时，只有主气室的气体参与工作，当所承受的载荷超过某一临界载荷 P_0 时，补偿气室开始参与工作，此时，由于气体总容积的增加，使得气体折算高度增加，弹簧刚度下降，振动频率降低，从而改善了汽车的行驶平顺性。两级气室型油气弹簧的作用原理与钢板弹簧主、副簧结构的类似，它们都是为了使汽车在空、满载时均具有良好的平顺性，但钢板弹簧是当载荷增加时增大刚度，而油气弹簧则要减小刚度。

第八节　独立悬架导向机构的设计

独立悬架的导向机构承担着悬架中除垂向力之外的所有作用力和力矩，并且决定了悬架跳动时车轮的运动轨迹和车轮定位角的变化。因此，在设计独立悬架的导向机构时，应使其满足以下要求：

(1)形成恰当的侧倾中心和侧倾轴线；

(2)形成恰当的纵倾中心；

(3)各铰接点处受力尽量小，减小橡胶元件的弹性变形，以保证导向精确；

(4)保证车轮定位参数及其随车轮跳动的变化能满足要求；

(5)具有足够的疲劳强度和寿命。

其中第(1)、(2)、(3)项已在本章第二节中做过详细讨论，本节主要讨论悬架工作(上下摆动)时车轮定位角的变化对整车行驶性能的影响。

1. 轮距

当车轮上下跳动时，几乎不可避免地会导致轮距的变化，如图 5－3－112 所示。汽车行驶过程中轮距的变化相当于车轮有一个侧偏角 α，从而引起相应的侧向力并导致汽车的直线行驶能力下降，同时还造成滚动阻力的增大和对转向系的影响。典型轿车轮距变化所引起的侧向力的数值如图 5－3－113 所示。

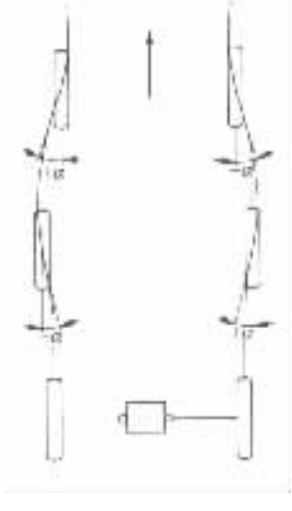


图 5－3－112　轮距变化等价于车轮侧偏

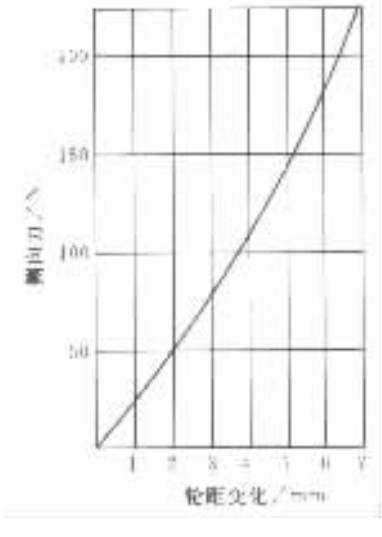


图 5－3－113　轮距变化引起的侧向力

为了获得良好的行驶性能，希望车轮跳动时轮距的变化量尽量小。当悬架的侧倾中心位于地面时，由于车轮跳动时接地点的速度没有水平分量，因而轮距变化量为零。对于双横臂悬

架，通过合理设计导向机构，可以在较大的悬架行程范围内近似保持侧倾中心位于地面，如图 5－3－114 所示。但过低的侧倾中心将导致同等侧向加速度下侧倾力矩的增加，从而在同样侧倾角刚度下车身侧倾角增大，因而在设计时应综合考虑这两方面的因素确定导向机构的臂长。

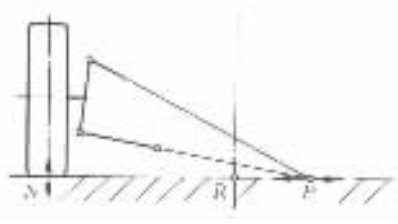


图 5－3－114 侧倾中心位于地面时轮距变化量为零

图 5－3－115 中给出了三种轿车前悬架的轮距变化量，其中曲线 A 为双横臂悬架，其余为麦克弗逊悬架。从中可以看出，双横臂悬架的轮距变化量明显小于麦克弗逊悬架。

2. 车轮外倾角

研究表明，为使轮胎的磨损最均匀，对于轿车而言，理想的外倾角应当为 $\gamma = 5' \sim 10'$。为了获得转向时良好的轮胎侧偏性能，目前所取的外倾角大多偏离了理想值，一般在空载时基本上在理想值附近，在加载状态下则有轻微的负外倾角。这是因为对于独立悬架而言，当汽车转弯行驶时，车身侧倾后会造成车轮随车身一起倾斜，导致外侧车轮（亦即轮荷大的一侧车轮）相对于地面的外倾角向正外倾的方向变化（如图 5－3－116 所示），引起车轮在同样侧偏角下传递侧向力的能力降低。为了补偿这种不利的影响，在轿车悬架设计时常常将车轮外倾角设计成当车轮上跳时减小，车轮下落时增加，如图 5－3－117 所示。其中曲线 A 为双横臂式前悬架，其余为麦克弗逊悬架。从图中可以看出，当车轮上跳时（亦即相当于转向时的外侧车轮在轮荷转移及车身侧倾的联合作用下向车身靠近），双横臂悬架外倾角的减小量随上跳行程的增加呈增大的趋势，优于麦克弗逊悬架。

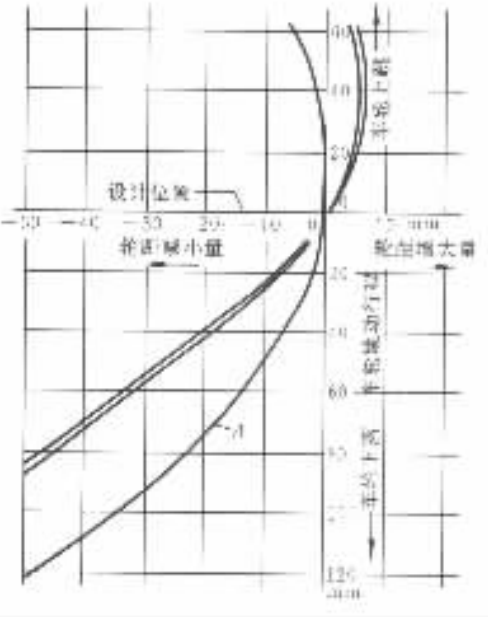


图 5－3－115 轿车前悬架的轮距变化量

图 5－3－116 中所示的车轮外倾角的变化量 $\Delta\gamma_o$、$\Delta\gamma_i$ 的平均值 $\Delta\gamma_\varphi = 0.5(\Delta\gamma_o + \Delta\gamma i)$ 与车身侧倾角 φ 的比值称为侧倾外倾系数 $d\gamma/d\varphi$。对于纵臂式悬架，该系数约为 1.05，麦克弗逊式悬架，约为 0.85，双横臂式悬架，约为 0.80。

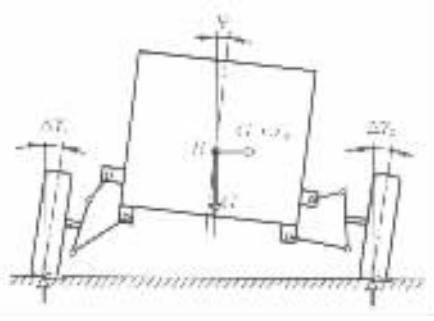


图 5－3－116 独立悬架车身侧倾时车轮外倾角的变化

3. 前束

一般轿车的前束值都在 1.0 ~ 4.5mm 之间，有些前轮驱动的轿车还采用了负前束（即后束），其目的是为了保证车轮在驱动力的作用下发生弹性变形后能保持直线行驶。

汽车直线行驶时，若车轮跳动会引起前束变化，则会进一步带来滚动阻力增大，轮胎磨损增加和直线行驶能力变差的不良后果。为了防止这种现象发生，悬架设计应当保证车轮前束值不随车轮跳动而变化，如图 5－3－118 中曲线 1 所示。但是为了获得足够的不足转向量，有

本PDF由网站 www.chinaiso.com 提供，免费下载

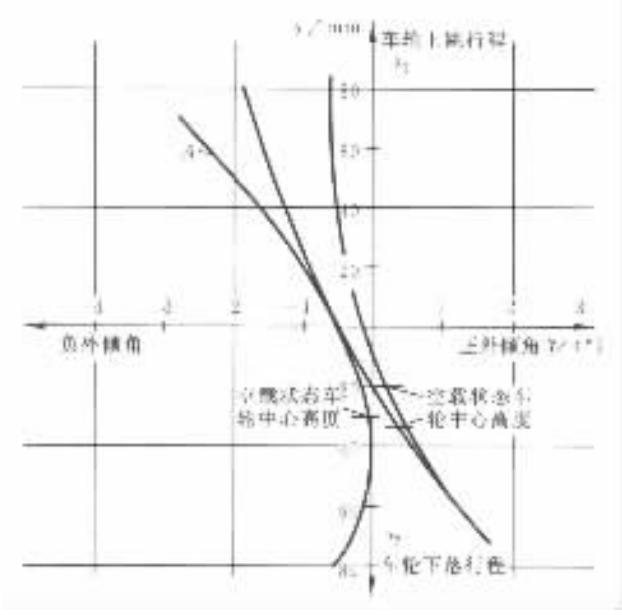


图 5－3－117　轿车前悬架车轮外倾角与车轮位移的关系

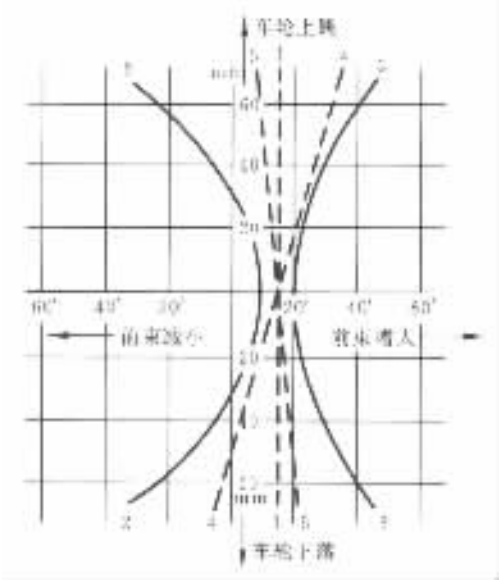


图 5－3－118　前束变化示意图

时在设计上通过选择转向横拉杆断开点的位置，将前轮前束随车轮跳动变化的特性设计成图 5－3－118 中曲线 5 的形状。图 5－3－118 中五条不同的曲线分别对应图 5－3－119 中五个不同的转向横拉杆断开点位置，图中点 1 代表最佳断开点（不发生干涉）位置，点 2、点 3 分别代表转向横拉杆偏短和偏长的情况，点 4、点 5 则代表转向横拉杆内侧点相对于位置 1 偏高和偏低的情况。图中所绘为转向横拉杆位于前桥后方的情形，若转向拉杆位于前轿前方，则各种情况下前束的变化与上述相反。

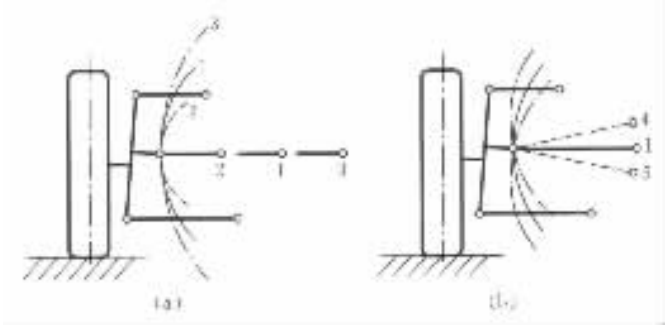


图 5－3－119 不同转向横拉杆断开点位置示意图

图 5－3－120 所示为某轿车的前轮前束(图中单位为(°))随车轮位移的变化量。可以看出,此种前束变化将会增加汽车转向时的不足转向量。

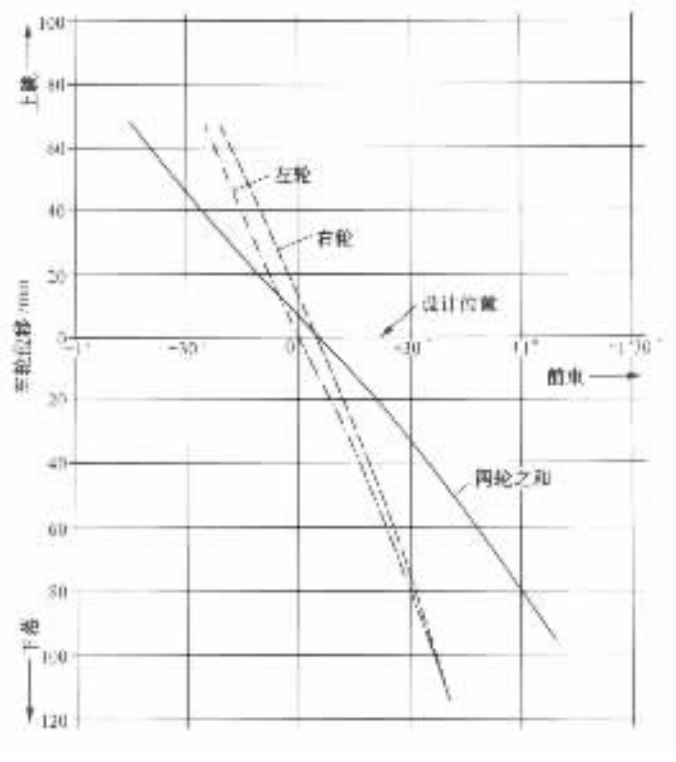


图 5－3－120 轿车前轮前束变化量与车轮跳动量的关系

第九节 减振器的结构类型与主要参数的选择

减振器的功能是吸收悬架垂直振动的能量,并转化为热能耗散掉,使振动迅速衰减。以前曾经使用过的名称‘避震器’容易引起误解,以为减振器可以缓和冲击,实际上缓和冲击靠的是悬架弹性元件及轮胎的弹性变形。

减振器大体上可以分为两大类,即摩擦式减振器和液力减振器。故名思义,摩擦式减振器

本作品为内部使用,请勿用于商业用途

利用两个紧压在一起的盘片之间相对运动时的摩擦力提供阻尼。由于库仑摩擦力随相对运动速度的提高而减小，并且很易受油、水等的影响，无法满足平顺性的要求，因此虽然具有质量小、造价低、易调整等优点，但现代汽车上已不再采用这类减振器。液力减振器首次出现于1901年，其两种主要的结构型式分别为摇臂式和筒式。与筒式液力减振器相比，摇臂式减振器的活塞行程要短得多，因此其工作油压可高达15～30MPa，而筒式减振器只有2.5～5MPa。筒式减振器的质量仅为摆臂式的约1/2，并且制造方便，工作寿命长，因而现代汽车几乎都采用筒式减振器。

筒式减振器最常用的三种结构型式包括：双筒式、单筒充气式和双筒充气式。

1. 双筒式液力减振器

双筒式液力减振器的工作原理如图5－3－121所示。其中 A 为工作腔，C 为补偿腔，两腔之间通过阀系连通，当汽车车轮上下跳动时，带动活塞1在工作腔 A 中上下移动，迫使减振器液流过相应阀体上的阻尼孔，将动能转变为热能耗散掉。车轮向上跳动即悬架压缩时，活塞1向下运动，油液通过阀Ⅱ进入工作腔上腔，但是由于活塞杆9占据了一部分体积，必须有部分油液流经阀Ⅳ进入补偿腔 C；当车轮向下跳动即悬架伸张时，活塞1向上运动，工作腔 A 中的压力升高，油液经阀Ⅰ流入下腔，提供大部分伸张阻尼力，还有一部分油液经过活塞杆与导向座间的缝隙由回流孔6进入补偿腔，同样由于活塞杆所占据的体积，当活塞向上运动时，必定有部分油液经阀Ⅲ流入工作腔下腔。减振器工作过程中产生的热量靠贮油缸筒3散发。减振器的工作温度可高达120℃，有时甚至可达200～C。为了提供温度升高后油液膨胀的空间，减振器的油液不能加得太满，但一般在补偿腔中油液高度应达到缸筒长度的一半，以防止低温或减振器倾斜的情况下，在极限伸张位置时空气经油封7进入补偿腔甚至经阀Ⅲ吸入工作腔，造成油液乳化，影响减振器的工作性能。

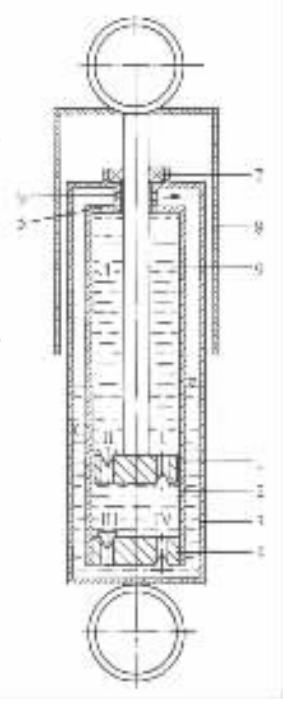


图5－3－121 双筒式减振器工作原理图

1－活塞；2－工作缸筒；3－贮油缸筒；4－底阀座；5－导向座；6－回流孔活塞杆；7－油封；8－防尘罩；9－活塞杆

减振器的特性可用图5－3－64所示的示功图和阻尼力－速度曲线描述。减振器特性曲线的形状取决于阀系的具体结构和各阀开启力的选择。一般而言，当油液流经某一给定的通道时，其压力损失由两部分构成。其一为粘性沿程阻力损失，对一般的湍流而言，其数值近似地正比于流速。其二为进入和离开通道时的动能损失，其数值也与流速近似成正比，但主要受油液密度而不是粘性的影响。由于油液粘性随温度的变化远比密度随温度的变化显著，因而在设计阀系时若能尽量利用前述的第二种压力损失，则其特性将不易受油液粘性变化的影响，也即不易受油液温度变化的影响。不论是哪种情形，其阻力都大致与速度的平方成正比，如图5－3－122所示。图中曲线 A 所示为在某一给定的 A 通道下阻尼力 F 与液流速度 v 的关系，若与通道 A 并联一个直径更大的通道 B，则总的特性将如图中曲线 $A+B$ 所示。如果 B 为一个阀门，则当其逐渐打开时，可获得曲线 A 与曲线 $A+B$ 间的过渡特性。恰当选择 A、B 的孔径和阀的逐渐开启量，可以获得任何给定的特性曲线。阀打开的过程可用三个阶段来描述，第一阶段为阀完全关闭，第二阶段为阀部分开启，第三阶段为阀完全打开。通常情况下，当减振器活塞相对于缸筒的运动速度达到0.1m/s时阀就开始打开，完全打开则需要运动速度

达到数米每秒。

图 5－3－123 给出了三种典型的减振器特性曲线。第一种为斜率递增型的，第二种为等斜率的（线性的），第三种为斜率递减型的。其中第一种在小速度时，阻尼力较小，有利于保证平坦路面上的平顺性，第三种则在相当宽的振动速度范围内都可提供足够的阻尼力，有利于提高车轮的接地能力和汽车的行驶性能。根据汽车的型式、道路条件和使用要求，可以选择恰当的阻尼力特性。

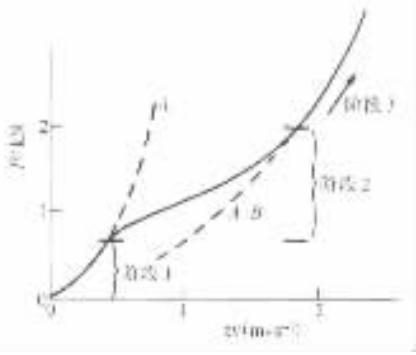


图 5－3－122 阀的开启程度对减振器特性影响示意图

需要注意的是，在大部分汽车上，减振器不是完全垂直安装，如图 5－3－124 所示为刚性桥非独立悬架的情况。这时减振器本身的阻尼力与车轮处的阻尼力之间存在差异，当左右车轮同向等幅跳动时，阻尼力的传递比 $i_D = 1/\cos\alpha$，由于角度 α（见图 5－3－124）同时造成车轮处力的减小和减振器行程的减小，因此减振器的阻尼系数应为车轮处阻尼系数的 i_D^2 倍。当车身侧倾时，相应的传递比为 $i_{D\varphi} = B/(b\cos\alpha)$，式中 B 为轮距，b 为减振器下固定点的安装距。

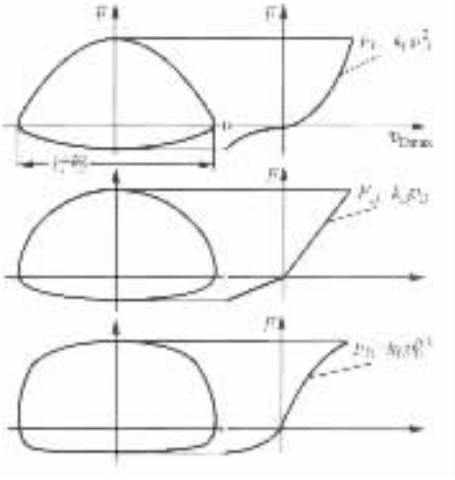


图 5－3－123 典型的减振器特性曲线

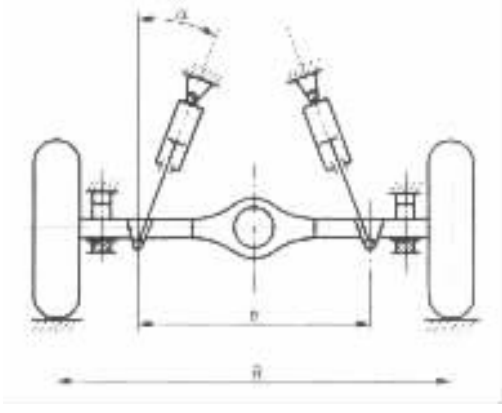


图 5－3－124 减振器斜置时计算传递比示意图

2. 单筒充气式液力减振器

单筒充气式减振器的工作原理如图 5－3－125 所示。其中浮动活塞 3 将油液和气体分开并且将缸筒内的容积分成工作腔 4 和补偿腔 2 两部分。当车轮下落即悬架伸张时，活塞杆 8 带动活塞 5 下移，压迫油液经过伸张阀 10 从工作腔下腔流入上腔。此时，补偿腔 2 中的气体推动活塞 3 下移以补偿活塞杆抽出造成的容积减小；车轮上跳时，活塞 5 向上运动，油液通过压缩阀 6 由上腔流入下腔，同时浮动活塞向上移动以补偿活塞杆在油液中的体积变化。

与前述的双筒式减振器相比，单筒充气式减振器具有以下优点：①工作缸筒 11 直接暴露在空气中，冷却效果好；②在缸筒外径相同的前提下，可采用大直径活塞，活塞面积可增大将近一倍，从而降低工作油压；③在充气压力作用下，油液不会乳化，保证了小振幅高频振动时的减振效果；④由于浮动活塞将油、气隔开，因而减振器的布置与安装方向可以不受限制。其缺点在于：①为保证气体密封，要求制造精度高；②成本高；③轴向尺寸相对较大；④由于气体压力

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

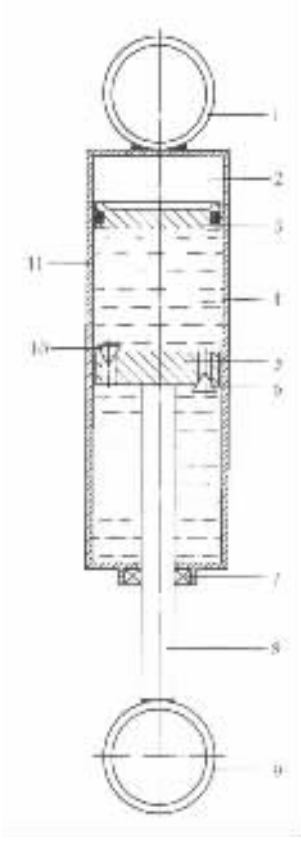


图 5－3－125 单筒充气式减振器工作原理图

1,9－吊环；2－补偿腔；3－浮动活塞；4－工作腔；5－活塞；6－压缩阀；7－油封；8－活塞杆；10－伸张阀；11－工作缸筒

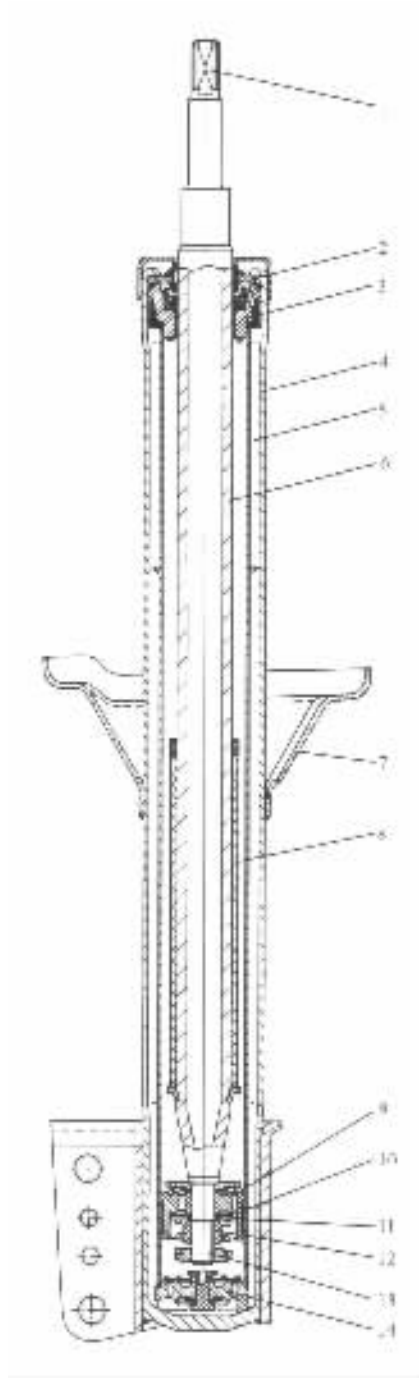


图 5－3－126 双筒充气式减振器结构图

1－六方；2－盖板；3－导向座；4－贮油缸筒；5－补偿腔；6－活塞杆；7－弹簧托架；8－限位块；9－压缩阀；10－密封环；11－阀片；12－活塞紧固螺母；13－活塞杆小端；14－底阀

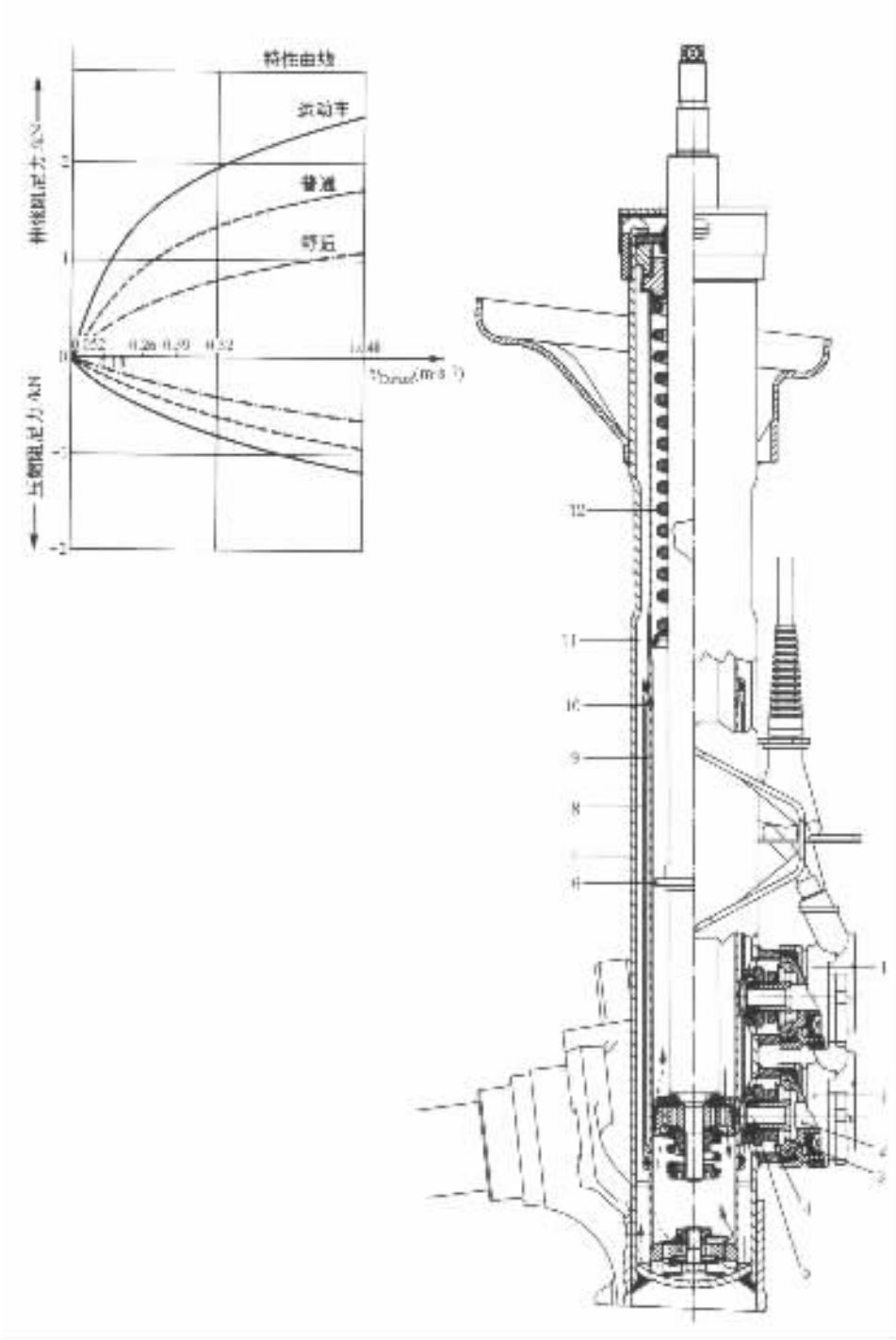


图 5－3－127 带电控三档阻尼调节器的双筒充气式减振器及其特性曲线

1－电磁阀；2－阀体；3－前开口；4－弹簧组件；5－进油孔；6－凸缘；
7－外套管；8－油液通道；9－工作缸筒；10－孔；11－补偿腔；12－弹簧

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

的作用，活塞杆上大约承受 190～250N 的推出力，当工作温度为 100℃时，这一值会高达 450N，因此若与双筒式减振器换装，则最好同时换装不同高度的弹簧。

3. 双筒充气式液力减振器

双筒充气式减振器的基本构造、尺寸等与双筒式减振器一样，所不同的只是在工作缸筒 2 与贮油缸筒 3（参见图 5－3－121）之间充以低压（约为 0.4MPa）气体。由于气压低，将活塞向外推出的力就很小。

双筒充气式减振器的优点有：①在小振幅时阀的响应也比较敏感；②改善了坏路上的阻尼特性；③提高了行驶平顺性；④气压损失时，仍可发挥减振功能；⑤与单筒充气式减振器相比，占用轴向尺寸小，由于没有浮动活塞，摩擦也较小。

图 5－3－126 为双筒充气式减振器用于麦克弗逊悬架时的结构图。

近年来还出现了电控阻尼力可调减振器，图 5－3－127 为其结构图及阻尼特性图。当需要时，可以通过电磁阀控制相关阀系的开启与关闭，从而改变减振器的阻尼特性。

第十节　横向稳定杆的设计

为了降低汽车的固有振动频率以改善行驶平顺性，现代轿车悬架的垂直刚度值都较小，从而使汽车的侧倾角刚度值也很小，结果使汽车转弯时车身侧倾严重，影响了汽车的行驶稳定性。为此，现代汽车大多都装有横向稳定杆来加大悬架的侧倾角刚度以改善汽车的行驶稳定性。横向稳定杆在独立悬架中的典型安装方式如图 5－3－128 所示。当左右车轮同向等幅跳动时，横向稳定杆不起作用；当左右车轮有垂向的相对位移时，稳定杆受扭，发挥弹性元件的作用。横向稳定杆带来的好处除了可增加悬架的侧倾角刚度，从而减小汽车转向时车身的侧倾角外，如第二节中所述，恰当地选择前、后悬架的侧倾角刚度比值，也有助于使汽车获得所需要的不足转向特性。通常，在汽车的前、后悬架中都装有横向稳定杆，或者只在前悬架中安装。若只在后悬架中安装，则会使汽车趋于过多转向。横向稳定杆带来的不利因素有：当汽车在坑洼不平的路面行驶时，左右轮之间有垂向相对位移，由于横向稳定杆的作用，增加了车轮处的垂向刚度，会影响汽车的行驶平顺性。

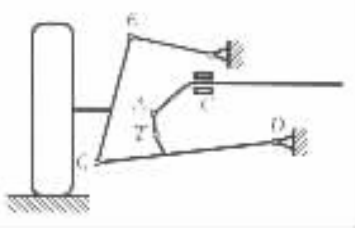


图 5－3－128　横向稳定杆安装示意图

在有些悬架中，横向稳定杆还兼起部分导向杆系的作用，其余情况下则在设计时应当注意避免与悬架的导向杆系发生运动干涉。为了缓冲隔振和降低噪声，横向稳定杆与车轮及车架的连接处均有橡胶支承。典型的连接点处结构型式如图 5－3－129 所示。其中（e）型用于稳定杆中段与车架的连接，其余用于稳定杆端部与车轮的联接，（d）型限制了稳定杆端部的横向位移，用于需要稳定杆兼起导向元件作用的情况，（a）型为最典型的环一销结构，其中的橡胶元件可与减振器连接吊环处的通用。

当横向稳定杆用于整体桥非独立悬架时，其侧倾角刚度与车轮处的等效侧倾角刚度相等。当用于独立悬架时（参见图 5－3－128），横向稳定杆的侧倾角刚度 $C_{\varphi b}$ 与车轮处的等效侧倾角刚度 $C_{\varphi w}$ 之间的换算关系可如下求出：设汽车左右车轮接地点处分别作用大小相等，方向相反的垂向力微量 dF_w，在该二力作用下左右车轮处的垂向位移为 df_w，相应的稳定杆端部受到的垂向力和位移分别为 dF_b 和 df_b，由于此时要考察的是稳定杆在车轮处的等效侧倾角刚度，因

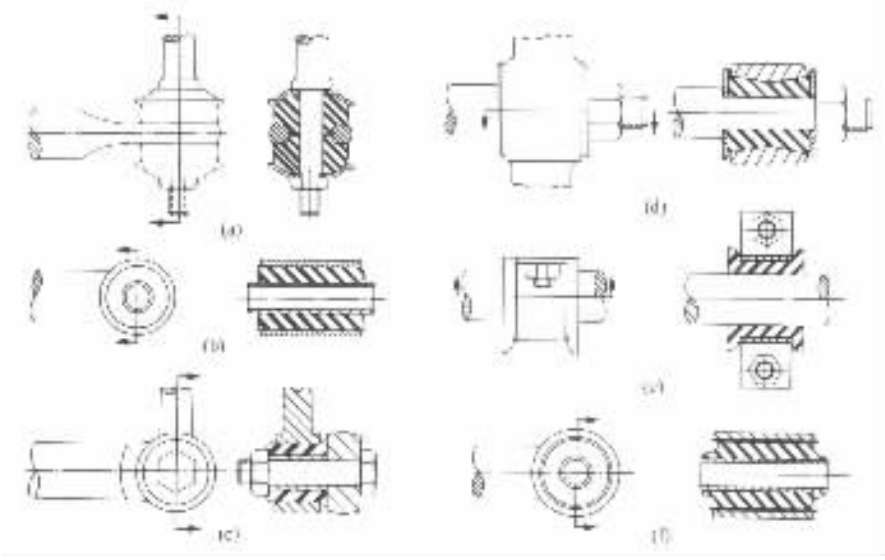


图 5－3－129 稳定杆连接点处的结构型式

而不考虑悬架中弹簧的作用力，则必然有 dF_w 与 dF_b 所做的功相等，即

$$dF_w \cdot df_w = dF_b \cdot df_b \tag{5-3-98}$$

而作用在稳定杆上的弯矩和转角分别为

$$dM_b = dF_b L$$

$$d\varphi_b = 2df_b / L$$

式中 L——横向稳定杆两端点间的距离（参见图 5－3－130）。

由此可得稳定杆的角刚度 $C_{\varphi b}$ 为

$$C_{\varphi b} = \frac{dM_b}{d\varphi_b} = \frac{1}{2} \cdot \frac{dF_b}{df_b} L^2 \tag{5-3-99}$$

同理可得在车轮处的等效角刚度 $C_{\varphi w}$ 为

$$C_{\varphi w} = \frac{1}{2} \cdot \frac{dF_w}{df_w} B^2 \tag{5-3-100}$$

式中 B——轮距。

将式（5－3－100）和式（5－3－98）代入式（5－3－99）得到

$$C_{\varphi b} = C_{\varphi w} \left(\frac{f_w}{f_b} \right)^2 \cdot \left(\frac{L}{B} \right)^2 \tag{5-3-101}$$

由于连接点处橡胶件的变形，稳定杆的侧倾角刚度会减小约 15% ~ 30%。

当稳定杆两端受到大小相等、方向相反的垂向力 P 作用时（参见图 5－3－130），其端点的垂向位移 f 可用材料力学的办法求出，具体为

$$f = \frac{P}{3EI} \left[l_1^3 - a^3 + \frac{L}{2}(a+b)^2 + 4l_2^2(b+c) \right] \tag{5-3-102}$$

式中 E——材料的弹性模量，$E = 2.06 \times 10^5 \text{MPa}$；

I——稳定杆的截面惯性矩，$I = \frac{\pi d^4}{64}$，mm^4；

d——稳定杆的直径，mm，

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

P——端点作用力，N；

f——端点位移，mm。

其余各量意义见图 5－3－130。由式(5－3－102)可得到稳定杆的角刚度

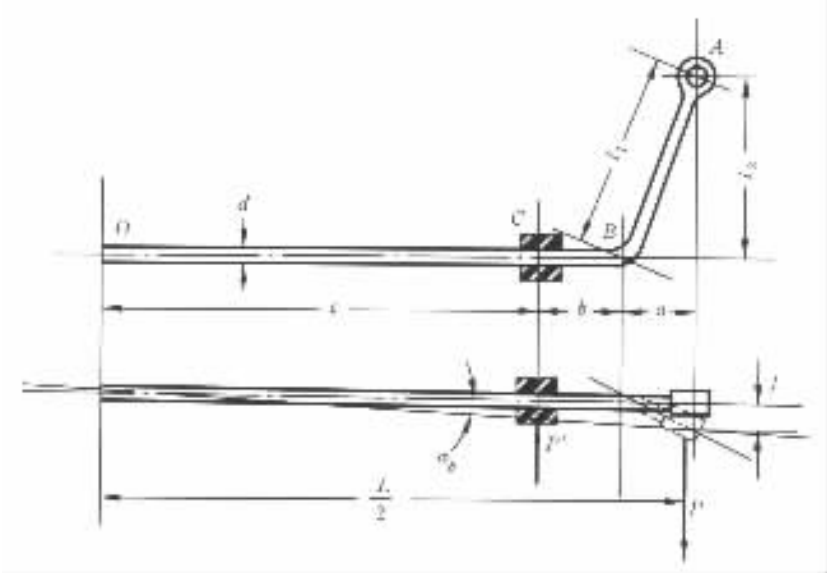


图 5－3－130　横向稳定杆计算用简图

$$C_{\varphi b}=\frac{1}{2}\cdot\frac{P}{f}L^2$$

$$=\frac{3EIL^2}{2\left[l_1^3-a^3+\frac{L}{2}(a+b)^2+4l_2^2(b+c)\right]} \tag{5－3－103}$$

当角刚度给定时，可求得所需要的稳定杆直径 d 为

$$d=\sqrt[4]{\frac{128}{3\pi}\cdot\frac{C_{\varphi b}}{L^2E}\left[l_1^3-a^3+\frac{L}{2}(a+b)^2+4l_2^2(b+c)\right]} \tag{5－3－104}$$

式(5－3－103)、式(5－3－104)中各量意义与式(5－3－102)相同。

一般情况下，如图 5－3－130 所示的稳定杆的最大应力发生在截面 B 的内侧(其原理与螺旋弹簧内侧扭转应力大于外侧类似)，其大小与 B 处的圆角半径 R 有关，因为 R 决定了此处的曲度系数。对于稳定杆，最大扭转应力不应超过 700MPa，亦即

$$\tau=\frac{16Pl_2K'}{\pi d^3}\leqslant[\tau]=700MPa \tag{5－3－105}$$

式中　K'——曲度系数，$K'=\frac{4C-1}{4C-4}+\frac{0.615}{C}$；

C——弹簧指数，$C=(2R+d)/d$。

由式(5－3－105)和 K' 及 C 的表达式，可求出需要的最小圆角半径 R。通常为了减小扭转应力，推荐 R 的取值不小于 $1.25d$。

其他位置的应力一般都小于 B 截面内侧的扭转应力。如果图 5－3－130 中支承点 C 的位置很靠近中心，则 C 截面处同时受到弯矩和扭矩的作用，可能产生较大的主应力，当图中($a+b$)的值接近或超过 $2l_2$ 时，则应校核该处的主应力。

B 截面在弯矩 Pl_1 的作用下产生的弯曲应力为 $\sigma = Pl_1/(32\pi d^3)$，在极限位置亦即最大载荷作用下，这一弯曲应力应小于等于 1250MPa。

横向稳定杆所采用的材料和加工工艺与第四节介绍过的扭杆相同，所不同的只是扭杆要做预扭处理，而稳定杆由于工作时要承受正反两个方向的扭矩，不做预扭处理。对于既是稳定杆、又要兼起导向机构的情况，应选用级别较高的材料。

第十一节 主动悬架与半主动悬架

由弹性元件和减振器所构成的悬架系统其弹性特性和阻尼特性是一定的，当受到外界激励（比如汽车以一定速度驶过坑洼不平路面）时，只能"被动"地做出响应，称为被动悬架。有些被动悬架还包括车身高度调节系统。这类悬架存在以下一些局限性：①弹簧不能设计得太软，因为太软的弹簧需要相当大的工作空间，在汽车上无法布置，同时当悬架的偏频小于 0.7Hz 时，还容易引起乘客晕车；②阻尼特性同时影响平顺性和车轮接地能力，二者很难同时兼顾；③由于悬架的特性是一定的，而汽车的载荷、行驶速度以及路面的不平程度都会在很大范围内变化，因此悬架无法保证在所有工况下都具有良好的平顺性。

为了克服这些不足，提出了"主动"悬架的概念，其基本原理是靠自身的能源通过执行元件对振动进行"主动"的干预。主动悬架具有更好的平顺性，但结构复杂、质量大，而且要消耗相当一部分发动机功率。第一例主动悬架是为赛车开发的，此后出现了许多介于主动悬架与被动悬架之间的产品应用于各类汽车，按其工作原理称为半主动悬架（semi－active system）和慢主动悬架（slow－active system），实际上慢主动悬架也是主动悬架，只是其执行元件的频率带宽与全主动悬架（full－active system，简称主动悬架）的相比较低而已。

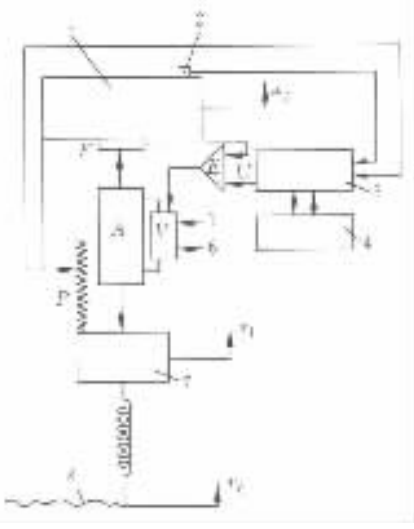


图 5－3－131 主动悬架工作原理图

A－执行元件；E－比较器；F－力传感器；P－电位器；V－控制阀；1－悬挂质量；2－加速度传感器；3－信号处理器；4－控制单元；5－进油；6－出油；7－非悬挂质量；8－路面输入

1. 主动悬架

主动悬架中不再有传统意义上的"弹簧刚度"和"阻尼特性"，悬架中的弹簧和减振器全部或者至少部分被执行元件所取代。系统还包括了各种必要的传感器、信号处理器和控制单元。控制单元根据检测到的各种信号判断汽车的当前状态，并根据事先设定的控制策略决定执行元件该输出多大的力。系统内部靠力闭环控制保证执行元件输出的力满足指令的要求。图 5－3－131 给出了一种主动悬架工作原理的示意图（单个车轮）。实际使用时，还必须包括更多的传感器以检测必要的系统状态量，比如与转向时汽车运动相关的横向加速度、方向盘角速度，还有汽车车速、发动机油门开度，制动踏板位置以及汽车车身高度等等。图 5－3－132 为一种实车采用的主动悬架布置图。

主动悬架的性能指标可以用多个系统输出变量的均方根值的加权和来表征。这些变量可以包括车身加速度、车轮与地面间的动载、车轮相对于车身的位移以及执行元件的作用力等。

机械设计手册 电子版 光盘版 免费下载

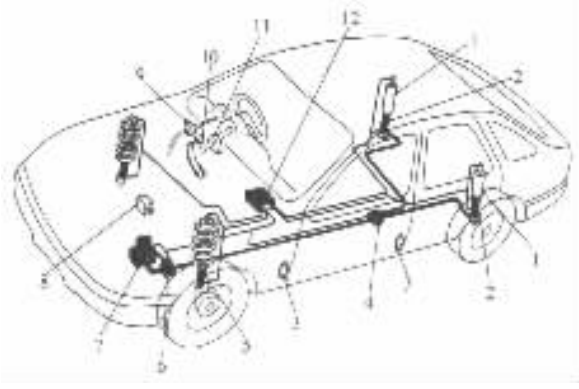


图 5－3－132 轿车主动悬架布置示意图

1－悬架位移传感器；2－后悬架执行元件；3－车门开关传感器；4－隔离阀；5－前悬架执行元件；6－控制阀；7－液力泵；8－油门位置传感器；9－车速传感器；10－控制踏板位置传感器；11－方向盘传感器；12－中央控制单元

系统的控制变量也比传统的被动悬架要多，并且参数的选择范围也更宽。一般多采用随机优化控制理论来确定系统的控制策略。研究表明，如果相对于路面不平度而言有足够大的悬架工作行程，则在某一特定的稳定工况下（载荷、车速以及路面不平度函数都保持不变），主动悬架所达到性能指标与专门为这种特定工况所设计的被动悬架相当。当工况变化并且相对路面不平度而言悬架的工作行程受到限制（实际汽车上都是这种情况）时，主动悬架与被动悬架相比，平顺性指标和车轮接地性能都会提高，在不良路面上，可提高 10%～15%。

主动悬架执行元件的响应频率范围要超过汽车上车轮刚度所对应的频率，约为 10Hz。目前汽车上采用的大都是电液伺服机构，频带越高，则实现起来越困难，成本和质量都会增大，系统所消耗的能量也会增加。如果在系统中并联入传统的弹簧和减振器以承受静载荷并提供常规情况下的阻尼，则系统的能量消耗和执行元件的尺寸、液压都会下降，但这种方式的集成性不佳。

主动悬架中的关键部件之一是电液伺服阀。它根据中央控制单元给出的电信号控制流向执行元件的油量，为此必须有很高的放大倍率，将几十毫瓦的电信号转化为几十千瓦的液压功率，同时还要有足够快的反应速度，要能在几毫秒之内实现 95%的流量变化，另外还具备高灵敏度，可以 5%的步长进行流量调节。

2. 慢主动悬架

为了解决上述高带宽所带来的诸多问题，可以将执行元件的频响带宽降低至只考虑车身的垂直、俯仰和侧倾振动以及汽车的转向反应，不考虑车轮刚度所对应的频率，也即带宽降至 3～4Hz。这一类主动悬架被称为“慢主动悬架”或“窄带宽主动悬架”（narrow bandwidth active system）。它与前述的主动悬架在被测状态量和控制实施等方面都很类似，唯一的差异就是执行元件带宽的降低。

在慢主动悬架中，可以选用两类执行元件。一类为当其不起作用（激励频率超过其响应带宽）时可以像普通弹簧一样工作，比如气压执行元件，在这种情况下由于执行元件可以支持车身的重量，所以系统中可以不加弹簧或并联一个弹簧。另一类为不起作用时变为刚性体的执行元件，比如滑阀控制的液力作动器，在这种情况下系统中必须串联弹性元件。第二类执行元件在控制时应当采用位移闭环。

在大多数实际运行工况下，慢主动悬架的性能都可与主动悬架相媲美，而在经济性方面则比主动悬架具有明显的优势。图 5－3－133(a)为轿车用慢主动悬架原理图。图 5－3－133(b)为一种在系统中的活塞处增加机械弹簧以提供承受静载时所需的压力，而液力只负责动载调节以节约能量消耗的设想。

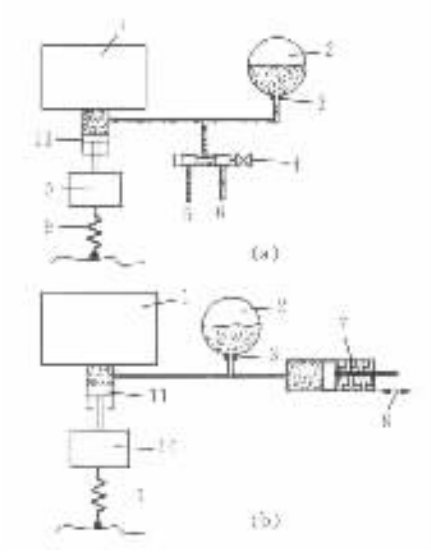


图 5－3－133 轿车用慢主动悬架示意图

1－悬挂质量；2－空气弹簧；3－阻尼阀；4－比例流量控制阀；
5－接油泵；6－接油罐；7－承受静载的弹簧；8－动载调节；
9－轮胎刚度；10－非悬挂质量；11－执行元件

3. 半主动悬架

半主动悬架与主动悬架的区别在于用可控阻尼的减振器取代了执行元件。可控阻尼减振器所起的作用与主动悬架中执行元件的作用类似，都是通过系统内的力闭环控制实现控制单元提出的力要求。所不同的是执行元件要作功，而减振器则是通过调节阻尼力控制耗散掉的能量的多少，几乎不消耗汽车发动机的能量。显然，在半主动悬架中，必须并联入弹簧以支持悬挂质量，一般情况下该弹簧刚度是不变的。

与主动悬架相比，半主动悬架由于节约了诸如油泵、蓄能器、油管、滤油器以及油罐等部件，几乎不消耗发动机的功率，并且制造可控阻尼减振器不像制造电液伺服的液力执行元件那么复杂，悬架系统的制造和运行成本都大大降低。

研究表明，当不考虑悬架的工作行程限制时，在良好路面上半主动悬架几乎可以达到和主动悬架一样的性能。在行程受到限制或者说实车使用情况下，在良好路面上，半主动悬架可以达到很好的平顺性但轮胎动载控制不如主动悬架；在坏路上，则平顺性还保持良好，对动载的控制也接近主动悬架。

目前，在大客车、赛车、越野汽车以及豪华轿车中都有装用主动、半主动悬架系统的例子，有些主动悬架系统中还采用了路面不平度预测装置。主动、半主动悬架系统可以使汽车的平顺性、轮胎接地能力和操纵稳定性都有所改善，但是由于其结构复杂、成本高以及消耗发动机功率等缺点，很难像传统的被动悬架那样普及使用。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

第十二节　悬架试验

汽车悬架试验可以大致分为悬架总成的性能试验和悬架中各零部件的台架试验两大类。

1. 悬架总成的性能试验

(1)偏频和阻尼比测定

悬架系统的偏频和阻尼比是悬架的两个最基本也是最重要的参数，其测定方法可以是给悬架系统施加一个激励，比如使汽车两前轮同时从一定高度(60～120mm)的凸块上滚下，记录车桥或车身上某一点振动加速度的时间历程，经过数据处理得到系统的固有频率和阻尼比。GB4783《汽车悬架系统固有频率和阻尼比测定方法》中对试验方法做了详细规定。

(2)侧倾角刚度测量

在汽车车身上施加作用力或力矩，同时测量车身的侧倾角，经过换算即可得到悬架的侧倾角刚度。图 5－3－134 给出了一种测量侧倾角刚度的装置简图。图中 h_g 为汽车重心高度，G 为汽车所受重力。

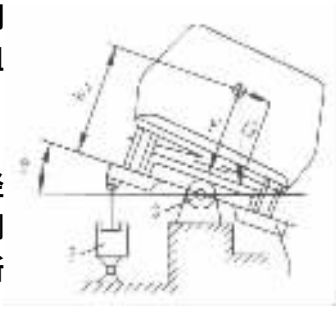


图 5－3－134　测量侧倾角刚度装置简图

1－侧倾平台；2－举升器；3－侧倾台轴

(3)车轮跳动时定位参数变化量的测定

将车轮置于前轮定位仪上，使车身作上下平移，可以测得在悬架压缩、复原行程中车轮定位参数的变化。

2. 悬架零部件的试验

(1)弹性元件台架试验

钢板弹簧、螺旋弹簧、扭杆弹簧以及空气弹簧都必须进行台架试验以确定其各项性能指标。

钢板弹簧台架试验的项目主要有三项：①垂直载荷下的永久变形试验。按图纸规定的验证载荷缓慢加载、卸载，测量板簧弧高；再以同样载荷连续两次缓慢加载、卸载，再次测量板簧弧高，两次测得的弧高之差即为永久变形量。②弹簧特性试验。先用验证载荷缓慢加载、卸载。再以 1.5 倍满载静载荷缓慢加载、卸载，同时记录这一次加卸载的变形一载荷曲线，在此曲线上找出满载静载荷 ±30% 的两种载荷所对应的加、卸载变形量，用这四个数据点求出的平均刚度即为钢板弹簧的刚度。③垂直载荷下的疲劳寿命试验。以预变形 F_0 和脉动幅值 F_0 进行垂向疲劳试验，F_m、F_a 可由下式求得：

$$F_m = 0.6(F_j + \beta\sqrt{F_j}) \tag{5-3-106}$$

$$F_a = 0.4(F_j + \beta\sqrt{F_j}) \tag{5-3-107}$$

式中　F_j——相当于车上夹紧状态的弹簧满载静变形量，cm；

β——弹簧种类系数，载货汽车前簧 $\beta = 2.5$，后簧 $\beta = 2.0$；越野汽车前簧、后主簧以及平衡悬架弹簧 $\beta = 3.0$；客车前簧和后主簧 $\beta = 2.0$；各种汽车副簧的 $\beta\sqrt{F_j}$ 取其主簧的相应值。

螺旋弹簧台架试验的内容与钢板弹簧相似，也包括永久变形试验、弹簧特性试验和疲劳寿命试验三项，具体试验方法在 JB3824—84《汽车悬架用螺旋弹簧台架试验方法》中做了明确规定。

空气弹簧的台架试验包括弹簧特性试验、气密试验、破坏试验和疲劳寿命试验四项。

(2)筒式减振器台架试验

汽车用筒式减振器的台架试验包括示功试验、速度特性试验、温度特性试验、耐久性试验和清洁度限值测定共5项。相应的试验方法见QC/T545《汽车筒式减振器台架试验方法》的规定,试验结果依照QC/T491《汽车筒式减振器尺寸系列及技术条件》进行评价。

在作示功图和阻尼力-速度特性试验时,既可以采用固定振幅改变频率的方法,也可以采用固定频率改变振幅的方法。在作耐久性试验时,目前多采用双动激振试验台进行,在减振器的一个吊环处输入低频大振幅激励,另一个吊环处输入高频小振幅激励,分别模拟汽车行驶时车身和车轮的振动输入。

(3)空气悬架高度阀台架试验

高度阀是空气弹簧悬架系统中的重要总成之一,用于载荷变化时车身高度的自动调节。其台架试验主要包括动作(灵活)性试验、气密性试验、空行程试验、延时时间试验、高低温试验和可靠性试验共6项。

和其他总成一样,悬架系统也要进行试车场或实际运行中的可靠性试验。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

第四章　轮胎与车轮

第一节　轮　　胎

通常，汽车轮胎应满足如下的使用要求：

(1)能承受足够的负荷和使用车速并能保证有足够的可靠性与安全性和侧偏能力；

(2)具有良好的纵向和侧向路面附着性能，有利于汽车的通过性和操纵稳定性；

(3)滚动阻力小、行驶噪声低；

(4)额定轮胎气压的保持时间长、具有良好的气密封性能；

(5)具有良好的径向柔顺性、缓冲特性和吸振能力，有利于乘坐舒适性和平顺性等；

(6)磨耗均匀、耐磨性好，耐刺扎、耐老化，使用寿命长，价格低廉；

(7)质量和转动惯量小并有良好的均匀性和质量平衡；

(8)互换性好，拆装方便，车轮内有足够的安装制动器的空间；

(9)越野汽车的轮胎还要求其接地面积的比压要低，应能适应对轮胎气压的调节要求。

一、轮胎的分类及其结构组成

1. 轮胎的分类

(1)按气密封方式分为有内胎轮胎(包括外胎、内胎及垫带)、无内胎轮胎(仅有外胎)；

(2)按汽车的类别分为乘用车(轿车、轻型客车)轮胎、商用车(货车、大客车)轮胎、非公路用车轮胎、特种车轮胎；

(3)按胎面花纹分为公路花纹轮胎、越野花纹轮胎、混合花纹轮胎、特种花纹轮胎；

(4)按胎体结构(帘线布置)分为斜交轮胎、子午线轮胎、带束斜交轮胎；

(5)按帘线材料分为钢丝轮胎、半钢丝轮胎、人造纤维轮胎、棉帘线轮胎；

(6)按断面形状分为普通断面轮胎、低断面轮胎。

2. 轮胎的结构组成

汽车充气轮胎由外胎、内胎和垫带组成；无内胎轮胎则无内胎和垫带，但其内表面多一层密封层，如图 5－4－1 所示。

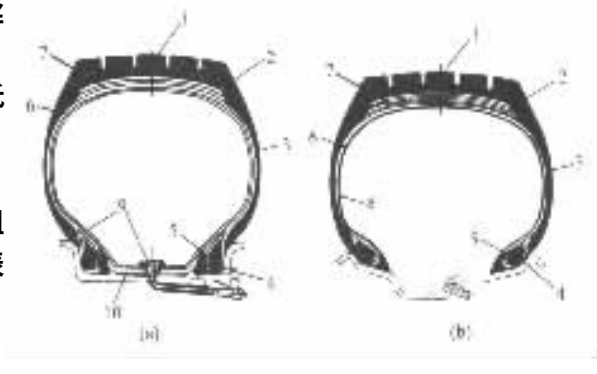


图 5－4－1　轮胎的断面图

(a)有内胎轮胎；(b)无内胎轮胎

1－胎冠；2－胎肩；3－胎侧；4－胎圈；5－胎圈芯；6－帘布层；7－缓冲层(或带束层)；8－密封层；9－内胎及气门嘴；10－垫带

(1)外胎

外胎由胎面(在断面图上犹如顶冠，故又称胎冠)、胎肩、胎侧、胎圈、胎圈芯、帘布层、缓冲层或带束层以及密封层(仅用于无内胎轮胎)所组成。用于承受胎压及路面对

车轮的纵向、垂向和侧向反作用力，保护内胎（当有内胎时）并使车轮与路面间产生附着力。

1）胎面（胎冠） 是轮胎与地面的接触部分，应与地面有良好的纵向和侧向附着性能，特别在湿路上，应能防滑、耐磨耗、生热少、散热快、耐撕裂、耐刺扎、耐老化、低滚动噪声等。为此以及为保证汽车在不同路面上有良好的行驶性能，胎面上又有各种不同的花纹。轮胎花纹对轮胎与地面相关的特性（如附着力、滚动阻力和胎面磨耗等）影响较大，应根据车型及道路条件来选择：

公路花纹又称普通花纹，适于在铺装的硬路面上使用。它由在胎面上的几条带有锯齿形或波浪形或条形等不深的纵向花纹沟槽组成（见图 5－4－2（a））；或由胎面两侧并沿轮缘排列的许多不很深但曲折的横向花纹沟槽组成（见图 5－4－2（b））。前者宜用于在良好的硬路面上行驶的轿车、客车和载货汽车，后者宜用于在土石路上行驶的载货汽车。除上述纵向、横向这两种较典型的花纹外，现代轿车轮胎尚有多种公路花纹图案，如图 5－4－3 所示。公路花纹的滚动阻力小、噪声低。

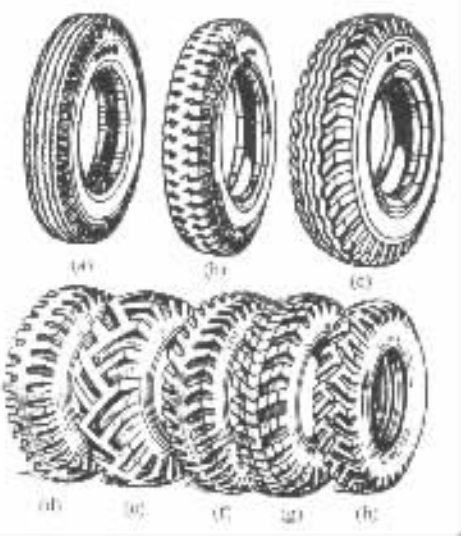


图 5－4－2 轮胎胎面花纹

（a）、（b）公路花纹的纵向花纹和横向花纹；（c）混合花纹；（d）—（h）越野花纹

越野花纹适用于在各种坏路面上和无路地带（如

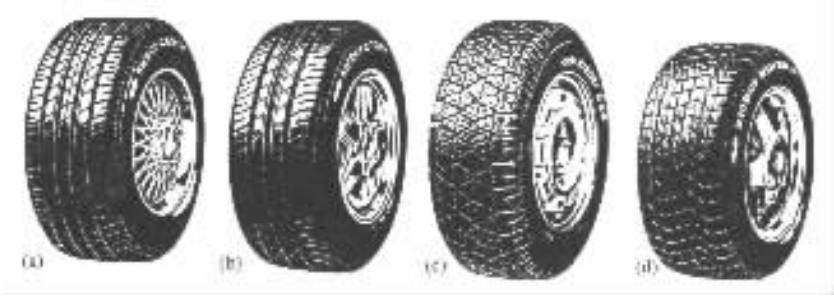


图 5－4－3 轿车轮胎胎面花纹的几种图案

松软土壤、沼泽或硬基的泥泞地、雪地、山地和坎坷不平的地段等）行驶的越野汽车和在矿山、水利工地及建筑工地上行驶的运输车辆。如图 5－4－2（d）—（h）所示，越野花纹的特点是花纹沟槽深而宽，花纹凸块接地面积小，对地面的附着力强；在松软地面上，高的花纹凸块可深入土壤内构成土壤对汽车的推力，其抓着性能也好。宽的花纹沟槽也使沟槽内塞满的泥土会自行脱落，即脱泥特性好。越野花纹分有向和无向两种，有向花纹轮胎的滚动有一定方向要求，装时必须注意；无向花纹轮胎的滚动无方向要求，但其越野能力较有向花纹稍差。图 5－4－2（d）所示的横向越野花纹属无向花纹，其特点是纵向附着性好，尤其在松软土壤上的纵向抓着性好，在硬路面上也不会产生振动，但在泥泞的土路上不能保证汽车有满意的侧向稳定性。图 5－4－2（e）所示的斜向交叉越野花纹，其纵向和侧向附着性和在松软土壤上的抓着性都很好，但仅当花纹的尖顶指向与车轮的滚动方向一致时，才有令人满意的自行脱泥性，即属有向花纹。另外，由于缺少一连续的中间带，因此在硬路面上行驶时将伴有振动且极易磨损。故这种

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

花纹宜用于行驶在松软土壤和松软厚雪地上的汽车轮胎上。图 5－4－2(f)所示的花纹是在前一种花纹的基础上加上一连续的中间带，从而消除了在硬路面上行驶时的振动及过早磨耗，但也使其在松软地面上的纵向抓着性变差。图 5－4－2(g)所示的“分割式花纹”是将所有突起的花纹切割为许多独立单元，以此提高轮胎的切向弹性、减小滚动损失。图 5－4－2(h)所示“分割式斜向交叉花纹”是图 5－4－2(e)斜向交叉花纹的变型。

对于冻结的冰面和压实且冻结易滑的雪地以及干燥而松散的沙地，上述具有深而宽的沟槽和高的突起大花纹越野轮胎不如较平坦的浅花纹轮胎有更好的附着性和侧向稳定性。

混合花纹适用于既在硬路面又在土路上行驶的城乡间运输的车辆。如图 5－4－2(c)所示，具有混合花纹的胎面，其中部由数条纵向花纹、两侧各由一行以深而宽的斜槽相间并沿轮缘排列的许多高的斜齿形花纹凸块所组成。由此可见，混合花纹是公路花纹与越野花纹的混合图案，宜于在路面状况多变的情况下采用。现代重型货车的驱动轮也常采用这种花纹。

特种花纹仅用于特定的轮胎。

2)胎肩　为胎冠与胎侧的连接部分。

3)缓冲层　是在胎面胶与帘布层之间的橡胶层或橡胶帘布层。用于提高作为外胎骨架的帘布层与胎面胶的结合力以增强外胎，缓和胎面所受的冲击负荷对帘布层的作用力，承受由于轮胎滚动、牵引、制动、侧滑所产生的胎面与胎体间的剪切力并使其更均匀地分布。子午线轮胎的缓冲层还有限制轮胎周向变形的作用。

4)帘布层　是外胎的骨架及承载的基础，是胎体的主要部分。它保证外胎有必要的强度，控制充气轮胎的体积，承受轮胎的气压、地面的冲击以及垂向、纵向(牵引和制动)与侧向负荷，并起着固定外胎尺寸和形状的作用。在轮胎气压的作用下，帘布层承受着极大的易引起爆裂的张力，因此需用多层(2～14 层)由橡胶粘合的帘布组成。其层数需根据胎压、轮胎负荷、类型和用途，通过计算确定。外胎的强度主要由帘布层数和帘线强度来确定，且帘布层的帘线与橡胶之间必须粘合牢固。帘布应具有强度高、弹性好，帘线细、密度大，摩擦损失小，耐热性能好等特性。钢丝、聚酯、尼龙帘布等比较符合这些要求，人造丝次之。提高帘线的抗拉强度可减少帘布层数，从而可提高轮胎的径向弹性。采用钢丝帘布可使载货汽车轮胎的帘布层数由 8～14 层减至 2～4 层。用钢丝帘布可提高承载能力和耐磨性，这样就可提高轮胎气压，采用钢丝帘布还可提高轮胎的抗刺扎、抗穿孔的能力。按轮胎的帘线布置，轮胎胎体有不同的结构型式，如图 5－4－4 所示。其中斜交轮胎的帘布层帘线间是以交叉形式排列，且帘布层数为偶数以使帘线受力对称。斜交轮胎的优点是胎体坚固，胎侧较厚而不易损坏和划破；使用这种轮胎的汽车转向和制动性能良好。缺点是原材料消耗多，滚动阻力大，耐磨性较差，缓冲性能欠佳等。子午线轮胎的帘布层帘线与胎冠中心线呈 90。交角(见图 5－4－4(c))，即帘线由一个胎圈到另一个胎圈呈子午线方向排列。全钢丝子午线轮胎胎体只有一层钢丝帘布。当胎体帘布为其他纤维时则需有由钢丝帘布或其他纤维帘布构成的带束层(见图 5－4－4(c))。带束层帘布的帘线与子午线轮胎的横断面呈 70°～75°角，层间交叉排列。带束层承受轮胎胎面的大部分内压力和地面冲击力，有阻止胎面周向伸张和压缩变形的作用。在内压相同的条件下，子午线轮胎的每根胎体帘线受的张力比斜交轮胎小，故在相同使用条件下其胎体帘布的层数比斜交轮胎少 40%～50%。子午线轮胎与斜交轮胎相比，其优点还在于：滚动阻力小，可节省汽车的油耗；缓冲性能好，使汽车乘坐舒适，也减少了汽车机件的损坏，提高了钢板弹簧的使用寿命；胎面耐磨耗、耐刺扎、安全性好，使用寿命长；胎面接地性好，印痕扭曲减少，花纹沟槽畅通，花纹凸起部分则与地面紧密接触，对地面的附着性能好，抗湿滑能力强；温升低，高速性能

好，适于长时间行驶等。其缺点是胎侧稳定性不够好，抗侧偏能力较差，造价也高。但由于它能适应现代汽车对安全、节能、高速等要求，故日益得到更广泛的应用。带束斜交轮胎胎体帘线的排列方向与斜交轮胎类同，但在胎体与胎面间设置了带束层（见图 5－4－4(b)）。这种轮胎比斜交胎耐用性好，在低速和粗糙路面上行驶时比子午线轮胎平稳。但逐渐为子午线轮胎所代替。

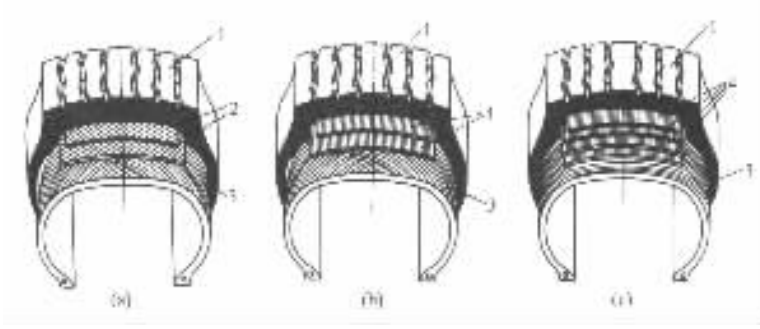


图 5－4－4 轮胎帘线布置型式与胎体结构

(a)斜交轮胎；(b)带束斜交轮胎；(c)子午线轮胎

1－胎面；2－缓冲层；3－帘布层；4－带束层

5)胎侧 即轮胎的侧面，位于胎肩与胎圈之间，由胎侧胶和受它保护的胎侧部位的帘布层组成。轮胎在滚动过程中胎侧要经受反复不断的挠曲变形，因此要求胎侧既薄（1.5～3.5mm）又有极好的弹性、耐挠曲疲劳、耐热、耐老化，不易产生裂口和极好的耐裂口增长的能力。

6)胎圈 由钢丝圈（1～2 个）、胶芯及包布构成，用于将外胎固定在轮辋上并承受轮胎充气后的张力以及轮胎的侧向力。胎圈必须高强度并严格保持其规格才能将轮胎牢固地固着于轮辋。

(2)内胎

内胎为环形橡胶气筒，装于有内胎轮胎的外胎中，充人压缩空气后形成胎压，使整个轮胎富有弹性而获得承载和缓冲的能力。内胎应有良好的气密性、耐热性。内胎上的金属气门嘴供轮胎充气或放气之用。

(3)垫带

为环形橡胶带，套在轮辋上保护内胎免被轮辋磨损或被轮辋与外胎胎圈夹破。垫带上有一圆孔供气门嘴穿出。

(4)无内胎轮胎

无内胎轮胎的内表面有一层厚 1.5～3.0 mm 的胶质密封层（见图 5－4－1(b)），它具有高的抗气体渗透性能；而无内胎轮胎的胎圈结构则应保证它与轮辋间具有气密性极好的紧密配合。在这里气门嘴直接装在轮辋上。

无内胎轮胎与有内胎轮胎比较，具有拆装及维修方便，更安全可靠，较小的质量和转动惯量等优点，但制造工艺要求更高，材料要求更好。无内胎轮胎与有内胎轮胎在同一尺寸规格下可以互换。这种轮胎在轿车上得到了最广泛的应用。

3. 轮胎的断面高宽比

轮胎的断面高宽比 H/B（见图 5－4－5）对其特性有很大影响，是轮胎的一项基本参数，它影响轮胎接地面积的长宽比。H/B 值愈小，则轮胎的侧偏角、滚动阻力、磨耗和噪声亦愈小。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

低断面轮胎的高速稳定性好。此外，当轮胎的外径一定时，降低 H/B 值可增大轮辋直径，从而改善制动器的布置条件。由于低断面轮胎的上述优点，故得到了日益广泛的应用，特别是在轿车上。当前世界上多数汽车尤其是轿车，都是采用无内胎、低断面的子午线轮胎。

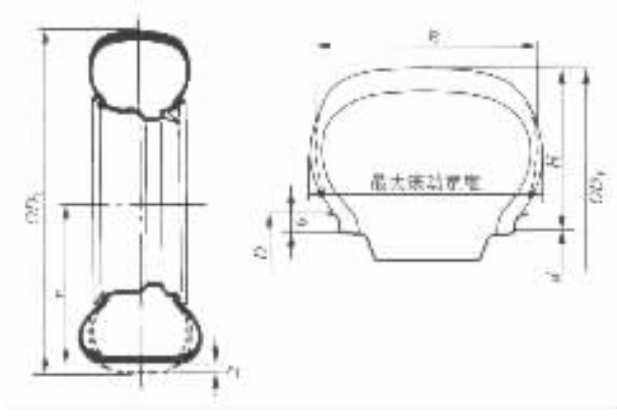


图 5－4－5　轮胎的断面高宽比 H/B

通常将乘用车轮胎断面高宽比 H/B 的两位百分数表示为系列数，例如 H/B 为 0.88，0.82，0.80，0.70，0.60，0.50 时，则分别称其为 88，82，80，70，60，50 系列，轿车多采用其中后三种系列。商用车轮胎的高宽比：有内胎轮胎为 0.95；无内胎轮胎为 0.85。

二、轮胎规格的标记和代号

世界各国均规定在胎侧表面应有用凸字注明的标记，其内容有：注册商标和产地（或厂名），尺寸规格标记，结构特征（帘线结构、材料、有无内胎、断面系列等代号），额定负荷（或载荷指数、层级）及相应气压，速度级别代号，设计轮辋规格及其他有关标记（例有向花纹的滚动方向等）。

轮胎尺寸规格的标记方法各国不尽相同，现将常见的几种分述如下：

1. 按轮胎断面宽 B、轮辋名义直径 D 标记

斜交轮胎以“$B-D$”形式标记，子午线轮胎则在 B、D 间加进子午线轮胎的代号 R，以“BRD”形式标记。例如我国中型载货汽车常用的轮胎 9.00－20，9.00R20；轿车用的 6.95－14，6.95R14，其中 B、D 的单位均为英寸。前苏联也采用这种标记形式，但 B 的单位为 mm，例如 260－20（相当于我国的 9.00－20）。日本采用这种形式标记斜交轮胎的规格时，在其后还要加上胎体帘布层的层级，例如 10.00－20－14PR；而子午线轮胎的断面宽则以 mm 为单位，其后还要加进速度级别 S（或 C，D，E，F，…，见表 5－4－1、表 5－4－2）即以“$B-SR-D$”形式标记，例如子午线轮胎 160－SR－13。欧洲子午线轮胎也曾采用过这种标记方法。

2. 欧美轿车轮胎规格的标记和代号

西欧轿车子午线轮胎的标记内容包括轮胎断面宽 B、断面高宽比 H/B、轮辋名义直径 D、载荷指数、速度级别等，例如：

表 5－4－1 轮胎的速度级别

速度级别代号	$V_{a\max}$ /(km/h)	速度级别代号	$V_{a\max}$ /(km/h)	速度级别代号	$V_{a\max}$ /(km/h)
C	60	K	110	R	170
D	65	L	120	S	180
E	70	M	130	T	190
F	80	N	140	H	210
G	90	P	150	V	240
J	100	Q	160	W	270

表 5－4－2 轮胎用速度范围表 km/h

轮胎结构	斜交轮胎			子午线轮胎			
速度级别与代号	常速	快速	高速	常速	快速	高速	超高速
轮辋名义直径/in	–	S	H	R	SR	HR	VR
> 13	150	175	205	160	180	210	> 210
12	135	160	–	145	165	195	–
10	120	150	–	130	150	180	–

注：1in = 25.4mm。

175/65 R14 82H

表示：B = 175mm；H/B = 65%；R 为子午线轮胎代号；D = 14in(英寸)；载荷指数为 82(见表 5－4－3、表 5－4－4)；H 为速度级别(见表 5－4－1)。

表 5－4－3 轮胎的载荷指数与胎压及轮胎载荷容量 kg

轮胎载荷指数 \ 轮胎气压 0.1MPa	1.5	1.6	1.7	1.8	1.9	2.0	2.1	2.2	2.3	2.4	2.5
69	215	225	240	250	260	270	285	295	305	315	325
70	225	235	245	260	270	280	290	300	315	325	335
71	230	240	255	265	275	290	300	310	325	335	345
72	235	250	260	275	285	295	310	320	330	345	355
73	245	255	270	280	295	305	315	330	340	355	365
74	250	260	275	290	300	315	325	340	350	365	375
75	255	270	285	300	310	325	335	350	360	375	387
76	265	280	295	310	320	335	350	360	375	385	400

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

（续）

轮胎气压 0.1MPa / 轮胎载荷指数	1.5	1.6	1.7	1.8	1.9	2.0	2.1	2.2	2.3	2.4	2.5
77	275	290	305	315	330	345	360	370	385	400	412
78	280	295	310	325	340	355	370	385	400	410	425
79	290	305	320	335	350	365	380	395	410	425	437
80	300	315	330	345	360	375	390	405	420	435	450
81	305	325	340	355	370	385	400	415	430	445	462
82	315	330	350	365	380	395	415	430	445	460	475
83	325	340	360	375	390	405	425	440	455	470	487
84	330	350	365	385	400	420	435	450	470	485	500
85	340	360	380	395	415	430	450	465	480	500	515
86	350	370	390	410	425	445	460	480	495	515	530
87	360	380	400	420	440	455	475	490	510	525	545
88	370	390	410	430	450	470	485	505	525	540	560
89	385	405	425	445	465	485	505	525	545	560	580
90	400	420	440	460	480	500	520	540	560	580	600
91	410	430	450	475	495	515	535	555	575	595	615
92	420	440	465	485	505	525	550	570	590	610	630
93	430	455	475	500	520	545	565	585	610	630	650
94	445	470	490	515	540	560	585	605	625	650	670
95	460	485	505	530	555	575	600	625	645	670	690
96	470	495	520	545	570	595	620	640	665	685	710
97	485	510	535	560	585	610	635	660	685	705	730
98	500	525	550	575	600	625	650	675	700	725	750
99	515	540	570	595	620	650	675	700	725	750	775
100	530	560	590	615	640	670	695	720	750	775	800

注：(1)当载荷指致 LI(load index) > 100 时，载荷容量是以 25kg 递增。例如 LI 为 101，102，108 时，胎压为 0.25MPa 时的载荷容量分别为 825kg，850kg 和 1000kg；

(2)用于车速不超过 210km/h 时。

上述轮胎规格的旧标记为：175*H*R14。

对于车速大于 210km/h 的情况，载荷容量应减小并取表 5－4－4 所示的载荷容量的百分数。

表 5－4－4 载荷容量(%)

车速 $v_{a\,max}$/(km/h)	速度级别		
	V	W	ZR
210	100	100	100
220	97	100	100
230	94	100	100
240	91	100	100
250	–	95	95
260	–	90	90
270	–	85	85
> 270	–	–	*

注：(1)ZR 的速度范围为 240～270km/h；
(2) * 由汽车制造厂规定。

美国轿车轮胎的标记和代号与上述欧洲的标记和代号相同，但要在标记前冠以字母“P”，表示轿车轮胎。例如：

P155/80 R13 79S

1992 年及以前用的旧标记系统与欧洲轿车轮胎的旧标记类同，但在轮胎断面宽之后要加上轮胎断面的高宽比的百分数并以斜线“/”隔开，例如：

225/50 VR 16

式中 V 为速度级别，可高于 210km/h，但当速度达 210～220km/h 时，载荷容量应减至其 90%；当速度高于 220km/h 时，每增高 10km/h，载荷容量应至少减小 5%。

与轿车轮胎相比，轻型商用车轮胎增强了胎体，故可承受更高的胎压，即具有更高的载荷容量。从前在轻型商用车轮胎标记的尾部注明胎体帘布层数(6、8 或 10PR)，或注明“reinforced”即“增强”字样。新的轻型商用车轮胎标记与轿车的类同，保留了载荷指数和速度级别，并在尾部斜线“/”之后注明使用双胎时改小的载荷指数。西欧轻型商用车轮胎的新、旧标记方法比较如下：

新标记方法	旧标记方法
205/65 R15 98S	–
185 R14 90S	185 SR14
185 R14 94S	185 SR14 reinforced
185 R14 99/97M	185 R 14 C 6PR
185 R14 102/100M	185 R 14 C 8PR

“185 R 14”为轿车轮胎的尺寸规格，也适用于轻型商用车。

关于我国轮胎的尺寸特性，可查阅国际 GB2977－82，GB2978－82，GB516－82，GB1191－82 以及 GB9743，GB9744 等。

第二节 车 轮

车轮为固定轮胎内缘、支承轮胎并与轮胎共同承受整车负荷的刚性轮子。它应保证轮胎

用户名 ID 用户 www.pbookshop.com 免费下载

充气后具有合适的断面宽度和侧偏刚度，散发轮胎在汽车行驶时所产生的部分（约 6% 之 14%）热量。轮胎与车轮间是通过充气后形成的轮胎气压及产生的摩擦力实现力的传递的。

车轮应有足够的强度（疲劳强度、冲击强度）、几何精度（轮辋周长偏差、径向跳动量、端面跳动量、轮幅安装面的平面度、车轮定心精度、断面厚度公差及气门嘴孔精度）及良好的平衡（指车轮相对于本身的定心基准的动平衡和静平衡、不平衡度可用平衡块校之）。

车轮的结构类型及其标志与代号与轮辋、轮辐的结构型式密切相关，因此需首先介绍一下轮辋与轮辐。

一、轮辋

轮辋是车轮支承轮胎的基座。当轮胎装在不同轮辋上时，其变形的位置与大小也发生变化。因此，轮胎必须装在与其相对应的标准轮辋上和允许使用的轮辋上。

1. 轮辋各部分术语

轮辋体 轮辋的主体部分。

轮缘 轮辋两侧的边缘部分，用于给轮胎以轴向支承并保护胎圈免受外界损伤（见图 5－4－6 的轮缘宽度 B、轮缘高度 G）。

轮辋宽度 轮辋两侧轮缘内侧间的距离（见图 5－4－6 的尺寸 A）。

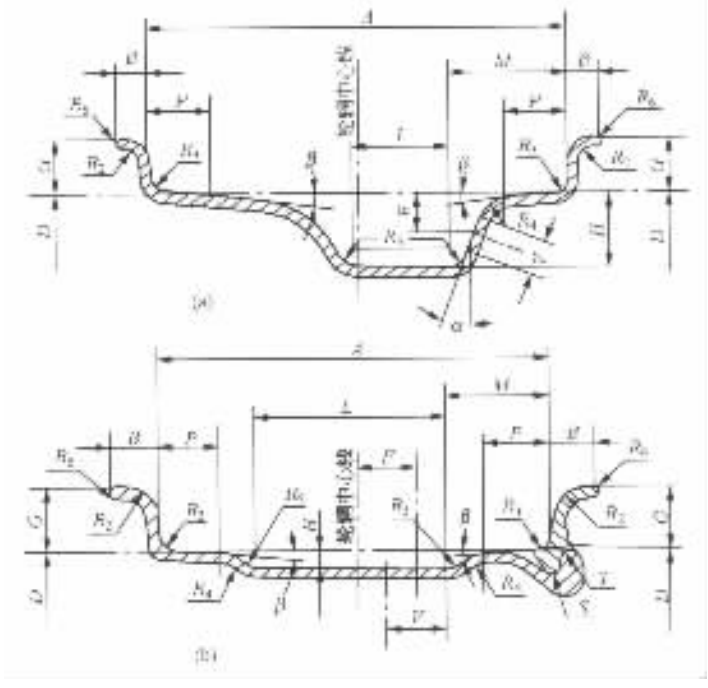


图 5－4－6　轮辋断面的主要尺寸

（a）深槽轮辋（一件式）；（b）半深槽轮辋（二件式）

轮辋名义直径 轮辋与轮胎相配合的公称直径，也是轮辋规格中所标明的直径，与轮胎规格中所标明的直径一致。

轮辋标定直径 轮缘内侧轮廓延长线与胎圈座母线延长线交点处的直径（见图 5－4－6 中的 D），与名义直径的值有一定换算关系。

轮辋检验直径：采用专用量具测得胎圈座处特定部位圆周长后换算所得的直径，用以检验轮辋的标定直径。检验直径圆周长即检验圆周长，其误差不应大于 ±0.4mm。

胎圈座：轮辋为轮胎提供径向支承部分（见图 5－4－6 中的胎圈座宽度 P，胎圈座角度 β）。

轮辋槽：轮辋体底部有足够深度和宽度的凹槽，用以方便轮胎的拆装（见图 5－4－6 中的槽底深度 H，槽底宽度 L）。

气门嘴孔：轮辋体上供气门嘴用的孔（图 5－4－6 中的 V，F）。

锁圈槽：轮辋体上用以按装锁圈或弹性档圈的定位槽（图 5－4－6 中的 S，T）。

档圈：可从轮辋上拆下来的轮缘（图 5－4－8 中的 3、4），能起锁圈作用的称弹性档圈。

锁圈：对档圈、座圈起锁止作用的弹性圈（见图 5－4－9 中的 3）。

座圈：可以从轮辋体上拆卸下来的胎圈座（见图 5－4－9 中的 5）。

2. 轮辋的分类

轮辋按其断面轮廓类型分为深槽轮辋（图 5－4－6(a)）、深槽宽轮辋、半深槽轮辋（图 5－4－6(b)）、平底轮辋、平底宽轮辋、全斜底轮辋和 15°深槽轮辋；按其组成的零件数可分为一件式轮辋（图 5－4－6(a)）和多件式轮辋，如二件式轮辋（图 5－4－6(b)），三、四、五件式轮辋；按其轮辋结构又可分为整体式轮辋、对开式轮辋和分瓣式轮辋。它们与轮辐组成相应型式的车轮，如图 5－4－7～图 5－4－11 所示。轮辋按其制造材料和工艺又可分为：钢板（08，08F，15，15F）滚压成型轮辋、铸钢轮辋、轻合金（铝合金）轮辋等。

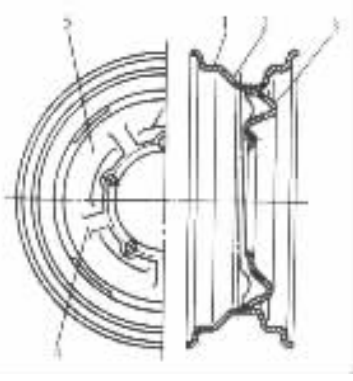


图 5－4－7 一件式或整体式深槽轮辋车轮

1－轮辋；2－拆装轮胎用的轮辋槽；3－卡住装饰用轮罩的辐板突起部；4－刚性加强筋；5－辐板

深槽轮辋（代号 DC）因其有一圈便于拆装轮胎用的环形深凹槽而得名。在凹槽两侧与轮胎胎圈相配合的胎圈座是倾斜的，倾角 β 一般为 5°＋1°，以方便拆卸轮胎和保证胎圈与胎圈座间的可靠配合并获得良好的气密封性，这一点对无内胎轮胎尤为重要。为了进一步提高该处的气密封性，无内胎轮胎进而采用了具有 15°胎圈座角的深槽轮辋即 15°深槽轮辋（代号 15°DC）。深槽轮辋结构简单、刚度大，质量相对较小，适用于轻型载货

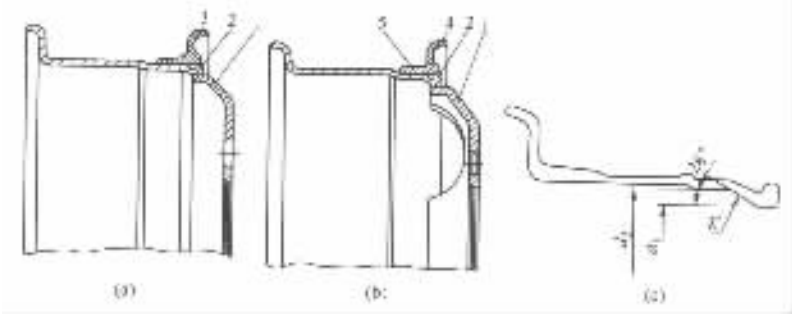


图 5－4－8 二件式、三件式平底轮辋车轮

(a)二件式平底轮辋车轮；(b)三件式平底轮辋车轮

1－辐板；2－轮辋体；3－弹性（开口）档圈；4－挡圈（无开口）；5－开口式锁圈

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

汽车和轻型越野汽车。但对于尺寸较大、胎圈较硬的轮胎，则很难装卸。断面较宽的深槽轮辋称为深槽宽轮辋（代号 WDC）。宽轮辋有利于增大轮胎的承载能力，延长轮胎寿命，减小滚动阻力和侧偏角。将底槽偏向一侧有利于轮胎的拆装和制动器的布置。深槽宽轮辋主要用于轿车和小吨位货车上。半深槽轮辋（代号 SDC）、平底轮辋（代号 FB）、平底宽轮辋（代号 WFB）主要用于客车和货车，由于均为多件式轮辋，故拆装轮胎较为方便。新型平底轮辋的胎圈座也有 5°或 15°倾斜。客车与货车如采用无内胎轮胎，也需要用深槽式整体轮辋以保证其气密封性。全斜底轮辋（代号 TB）的左右半轮辋底均有 5°倾斜且左右对称。主要用于重型汽车与工程车辆。对开式轮辋（代号 DT）为可拆式结构，常用于越野汽车；分瓣式轮辋则用于重型和超重型汽车。

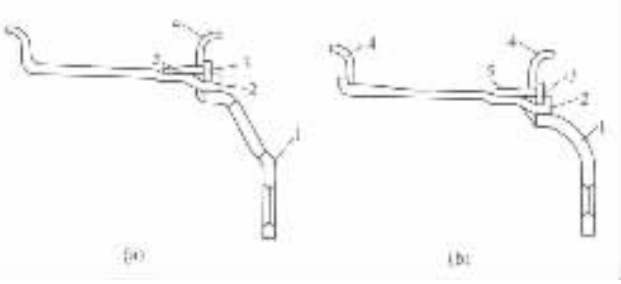


图 5－4－9　四件式、五件式平底轮辋车轮

（a）四件式平底轮辋车轮；（b）五件式平底轮辋车轮

1－辐板；2－轮辋体；3－锁圈；4－挡圈；5－座圈

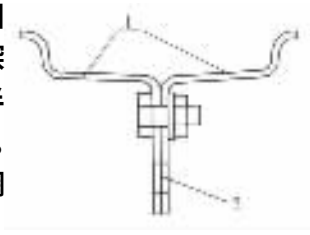


图 5－4－10　对开式轮辋车轮

1－轮辋；2－辐板

为了避免当轮胎突然漏气时其胎圈从轮辋的胎圈座上滑脱，轮辋胎圈座应有一定的轮廓形状，如图 5－4－12 所示。

3．轮辋（或车轮）规格的标记和代号

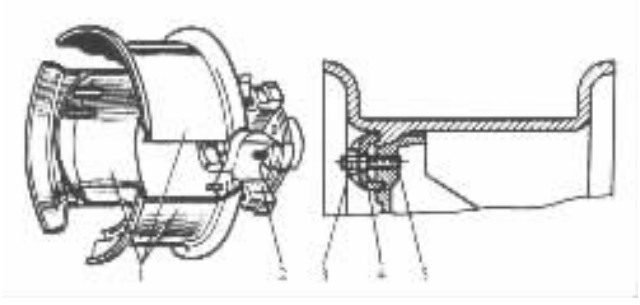


图 5－4－11　分瓣式轮辋车轮

1－分瓣式轮辋；2－带辐轮毂；3－螺母；4－压块；5－双头螺栓

图 5－4－12　轮辋胎圈座处的轮廓形状

（a）平峰（FH）；（b）特殊座架（SL）；（c）圆峰（RH）；（d）凹陷（CP）

轮辋（或车轮）规格通常标记在车轮的可见处（例如轮盘上）。内容有：轮辋尺寸规格标记，车轮安装面相对其轮辋中心线的偏距，注册商标和产地（或厂名），出厂零件号及日期等。

轮辋（或车轮）尺寸规格的标记应包括以下内容：

(1)轮辋名义宽度

通常以英寸表示,但当使用以 mm 表示断面宽度的新设计轮胎时,则我国要求新设计轮辋宽度亦用 mm 表示。

(2)轮辋轮缘高度代号

用一个或几个拉丁字母表示,例如:B,C,D,E,…,J,JJ,JK,…等。常用的代号及其代表的数值(单位:mm)分别为:B(14.00),C(15.88),D(17.45),E(19.81),F(22.23),G(27.94),H(33.73),J(17.27),K(19.26),L(21.59),P(25.4),R(28.58),S(33.33),T(38.10),V(44.45),W(50.8)。有些类型的轮辋(例如平底宽轮辋),其名义宽度也代表了轮缘的轮廓尺寸,故不需用字母表示轮缘高度。

非公路车辆轮辋的轮缘代号以轮缘的高度值(英寸)表示,并用斜线'/'与轮辋名义宽度隔开。

(3)轮辋结构型式代号

用符号'×'表示一件式轮辋;'-'表示多件式轮辋。

(4)轮辋名义直径

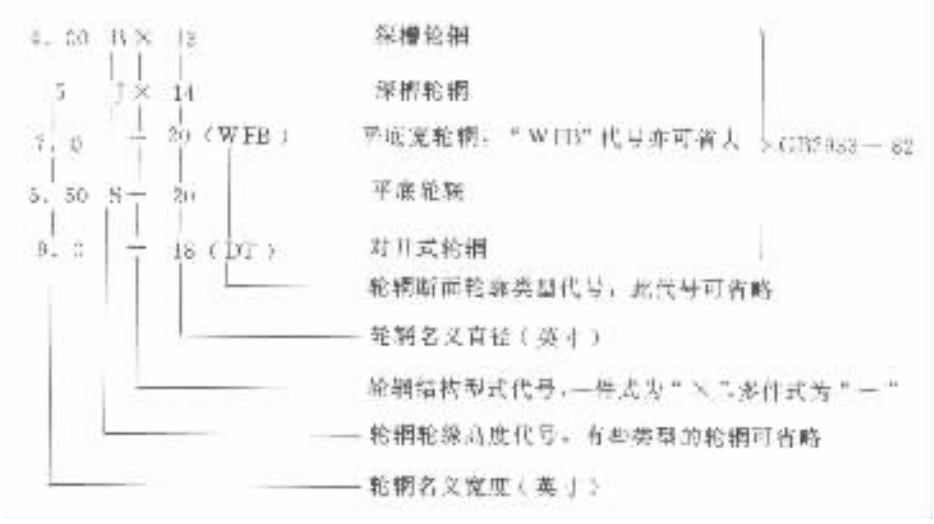
通常以英寸表示,我国规定对使用以 mm 表示的新设计轮胎的新设计轮辋也应以 mm 表示。

(5)轮辋断面轮廓类型代号

例如深槽轮辋为 DC,深槽宽轮辋为 WDC,平底宽轮辋为 WFB 等。在不致误解时此代号可以省略。

轮辋轮廓尺寸特性反映车轮与轮胎的配合要求,通常由国际 GB3487—83(汽车轮辋规格系列)规定。

现将现有轮辋的尺寸规格标记方法示例如下:



德国标准 DIN7817 规定的轮辋尺寸规格标记方法与上述类似,但尾部应有轮辋胎圈座处的轮廓类型(见图 5-4-13 及表 5-4-5),仅标准轮辋(normal rim)除外。例如:5J×13 H2。

对于新设计的轮辋,其尺寸规格的标记方法示例如下:

轿车:10×3.5C;15×6JJ

轻型货车:15×5.5JJ;15-5.50F(SDC)

www.bzfxw.com 免费下载

中重型货车：20－7.5；22－8.00V；22.5×8.25

非公路车辆：25－13.00/2.5

日本工业标准 JIS D4218 **规定的轮辋尺寸规格标记方法与上述类同，例如：**

5°**深槽轮辋**（5°DC）**的常用规格有**：12×3.00D，16×4.50E，16×5.00E，12×4J，13×4J，13×4 $\frac{1}{2}$J，14×5J，14×5 $\frac{1}{2}$JJ，15×6JJ，15×7JJ，16×7JJ，16×8JJ **等；**

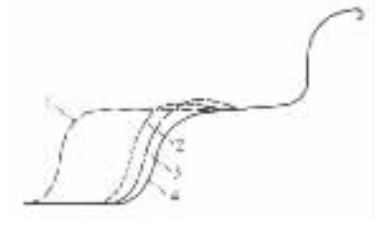


图 5－4－13　**轮辋胎圈座处的轮廓类型（用于德国轿车和轻型商用车）**

1－**特殊座架**（SL：special ledge）；2－**平峰**（FH：flat hump）；

3－**凸峰**（H：hump）；4－**标准轮辋**（NR：normal rim）

表 5－4－5　轮辋胎圈座处的轮廓类型

名　称	轮辋断面的外侧	轮辋断面的内侧	代　号
单侧凸峰	凸峰（H）	标准轮辋	H
双侧凸峰	凸峰（H）	凸峰（H）	H2
单侧平峰	平峰（FH）	标准轮辋	FH
双侧平峰	平峰（FH）	平峰（FH）	FH2
复合峰	平峰（FH）	凸峰（H）	CH

注　1. **上表用于轿车和轻型商用车的子午线无内胎轮胎的轮辋上；**

2. **另有法国设计的**“Contre Pente”（CP）**型轮廓，用于断面宽** 4～6 **英寸的轿车轮辋的一侧或两侧。**

半深槽轮辋（SDC）**的常用规格有**：15×5.50F，16×5.50F，15×6.00GS，16×6.00GS，16×6.50H **等；**

15°**深槽轮辋**（15°DC）**的常用规格有**：17.5×5.25，17.5×6.00，19.5×6.00，22.5×6.75，19.5×7.50，22.5×7.50，22.5×8.25 **等；**

对开式轮辋（DT）**的常用规格有**：10×3.00D DT，10×3.50D DT，9×4.00E DT，10×5.00F DT **等；**

全斜底轮辋（TB）**的常用规格有**：25×13.00，33×13.00，35×13.00，49×17.00，25×19.5，25×25.00，35×27.00，51×24.00，57×29.00 **等；**

平底宽轮辋（此处的代号为 IRA：interim rim advanced）**的常用规格有**：18×6.00S，20×6.00S，20×7.00T，20×7.50V，20×10.00WI，24×10.00WI **等。**

轮辋是保证轮胎能可靠工作的重要部件，在国际上要求其规格通用、统一，ISO（**国际标准化组织**）、TRA（**美**）、ETRTO（**欧**）、DIN（**德**）、JIS（**13**）、ADR（**澳**）**等标准化组织在进行这方面的工作。**

二、轮辐

轮辐是轮辋与轮毂的连接件，起支持车桥、传递载荷的作用，分为辐板式与辐条式两种。由钢板冲压的辐板式轮辐与滚压成型的轮辋焊接（或铆接）成一体，再通过其可定心的紧固孔与轮毂连接；铸造式则将轮辐、轮辋甚至轮毂铸成一体；而辐条式轮辐则直接将轮辋与轮毂连成一体。对开式轮辋与轮辐是由一块钢板冲压成型，再将左右半用螺栓连成一体；分瓣式轮辋车轮则没有单独的轮辐，而是直接固定在带辐轮毂上。

通常轮辐具有"盘形"结构形状，以提高其抗弯刚度。轮辐与轮辋的焊缝处与轮辋中心线间的距离不宜太大以免对轮盘构成辅加的弯曲应力；但对载货汽车车轮而言，此尺寸也应有足够量，以便在安装双胎的情况下使两轮胎之间有足够的间隙以便安装防滑链，且使两轮胎在满载变形时不致于接触。辐板式轮辐由 3～11mm 的低碳钢板（08，08F，15，15F）制成，采用厚钢板时可用热轧或冷轧工艺使其中部较厚、向外逐渐减薄以减小其质量；采用较薄钢板时常常冲压成多层环形起伏形状以提高其刚性。辐板上通常对称地开有孔洞，不仅可以减小其质量、散发制动鼓的热量，且可作为把手方便车轮的拆装。辐板与轮辋间应压配后再焊牢。采用镁一铝合金材料将轮辋、轮辐压铸成一体的车轮结构，其质量及转动惯量小，外形美观甚至可免装车轮装饰用的"轮罩"，因此得到日益广泛的应用。辐板式轮辐的中心孔直径、紧固孔数目及分布直径、紧固孔的尺寸及形状、最小安装平面直径、偏距等轮辐连接尺寸特性，反映车轮与车桥以及制动器等相互间的匹配要求，也有标准规定（见 GB4095）。

车轮往轮毂上安装时须定心。辐板式车轮的定心与紧固方式如图 5－4－14 所示。其中（a）图为轿车和小型货车单式车轮的定心和紧固情况，是以 60°锥角的螺母座定心。为了防止螺母自行松动，在轮辐中心孔处留有 0.5mm 的间隙，扭紧螺母消除该间隙后螺母则受到轮辐

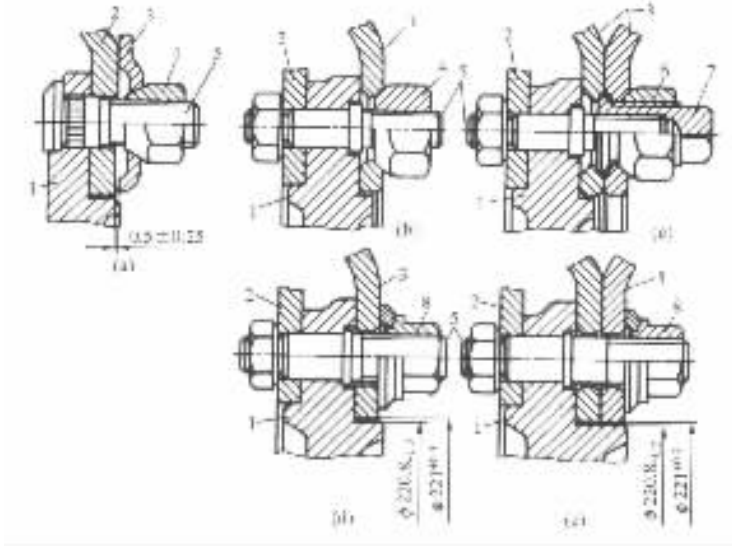


图 5－4－14 辐板式车轮的定心与紧固方式

（a）轿车车轮的定心与紧固方式；（b），（c）分别为货车的单式与双式车轮的定心与紧固方式；（d），（e）ISO 推荐的定心方式

1－轮毂；2－制动鼓（或盘）；3－轮辐；4－螺母；5－双头螺栓；6－外轮紧固螺母；7－内轮紧固螺母；8－螺母

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

内缘产生的弹力的作用，产生螺纹间的摩擦力以锁紧螺母。图 5－4－14(b)，(c)分别为载货汽车单式和双式车轮的定心和紧固情况，是采用球面螺母座定心。为了使双式车轮的内、外车轮能互换，在轮辐紧固孔的两侧均应有球面倒角作为螺母的球面座。轮胎螺栓的螺纹旋向，除一些汽车均采用右旋螺纹外，还有左侧的采用左旋、右侧的采用右旋以防止自行松动。近年来上述对车轮的定心和紧固方式逐渐为 ISO 提出的更为简单的方式(见图 5－4－14(d)，(e))所取代，后者是以轮辐的中心孔定心，用具有右旋螺纹的螺母紧固。螺母与轮辐间装有可自由转动的垫片以防止螺母损伤辐板表面。某些重型汽车采用无辐板车轮则是利用轮辋的内锥面定心于带辐轮毂上的(见图 5－4－15)。辐条式车轮则是通过调整各根辐条长度来定心的。

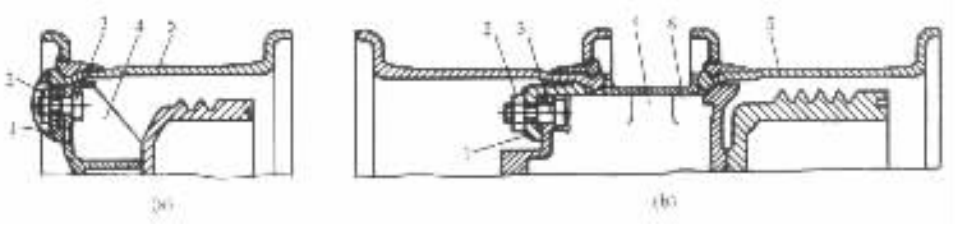


图 5－4－15　MA3－500 重型汽车的无辐板车轮的定心与紧固方式
(a)单式车轮；(b)双式车轮
1－压块；2－螺母；3－螺栓；4－带辐轮毂；5－轮辋；6－传力圈

三、轮毂

车轮是经过轮毂及轮毂轴承支承具有全浮式半轴的驱动桥桥壳或转向桥的转向节轴颈的。对于具有半浮式半轴的驱动桥，车轮则是经轮毂直接与半轴相连，而半轴则支承在坐在半轴套管内的轴承上。

装用辐板式车轮的轮毂应有固定辐板及制动鼓的突缘；用于无辐板车轮的轮毂则应采用带辐结构。通常带辐轮毂具有与其铸成一体的 5～6 条轮辐，后者外缘的加工面用于轮辋的定位，加工的螺孔或光孔用于固定压块压紧轮辋和固定制动鼓(见图 5－4－14、图 5－4－15)。

轮毂以及其装饰用的轮罩不应突出轮胎外侧面之外，以得到轮胎的保护。

轮毂通常由可锻铸铁(KTH350－10)、球墨铸铁(QT400－18)、铸钢(ZG35，ZG40)制造。

轮毂轴承可采用圆锥滚子轴承或径向止推球轴承。安装时一对圆锥滚子轴承的滚子大端应相背朝外、小端相向朝里，以拉开其径向支承力间的距离、减小力值。轮毂内轴承的载荷较外轴承大，因此内轴承应布置得离轮胎中心更远些。

为了计算轮毂轴承的寿命首先应求出各轴承的支承反力。

全浮式半轴驱动桥轮毂轴承(参见图 9－112)的径向支承力可按式(9－121)—式(9－124)计算；半浮式半轴驱动桥轮边轴承的径向支承力可根据图 5－4－16 所示的受力分析求得。例如当汽车向右转弯时，左侧车轮轮边轴承的径向与轴向的支承力分别为：

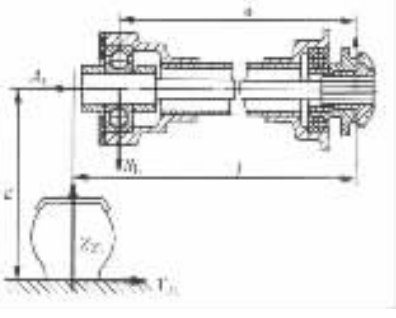


图 5－4－16　半浮式半轴驱动桥轮边轴承的受力分析简图

$$\left.\begin{aligned} S_L &= \frac{l}{a}Z_{2L} - \frac{r_r}{a}Y_{2L} \\ A_L &= Y_{2L} \end{aligned}\right\} \tag{5-4-1}$$

第三节 轮胎气压的调节系统

轮胎气压调节系统用于经常行驶于非道路条件下的全轮驱动载货汽车。

轮胎气压调节系统的功能：

(1)汽车在松软地面上行驶时，可降低轮胎气压、增大轮胎的接地面积、减小其单位面积载荷从而提高汽车的通过性；

(2)当轮胎穿孔而漏气时，轮胎气压调节系统可为轮胎充气而使汽车继续行驶，不需马上更换轮胎；

(3)使轮胎保持所需要的气压。

图 5－4－17 为轮胎气压调节系统在汽车上的布置简图。该系统的压缩空气由汽车气压制动系的储气筒提供。轮胎气压调节系统由压力控制阀及与之连体的压力降低限制阀、保证压缩空气输往旋转车轮的密封装置和能将损坏的轮胎与系统分离的闭锁阀以及导气管路和气压计等组成。

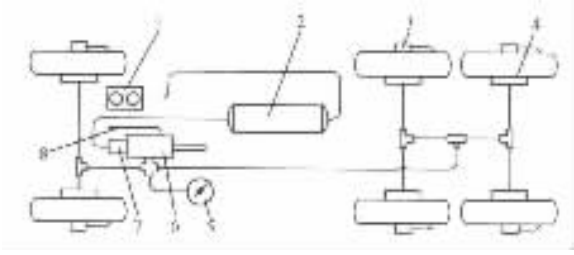


图 5－4－17 轮胎气压调节系统的布置简图

1－空气压缩机；2－储气筒；3－闭锁阀；4－密封装置；5－气压计；
6－轮胎气压控制阀；7－压力降低限制阀；8－排向大气

压力控制阀(图 5－4－18)为滑阀型。阀体上有三个孔，即压缩空气进气孔，与轮胎相连的出气孔和将压缩空气排向大气的排气孔。

滑阀经拉杆与位于驾驶室内的杠杆相连，操纵杠杆滑阀则沿轴向移动。滑阀中部车削有环形沟槽并用两个密封件密封着。滑阀有左、中、右三个工作位置。当滑阀位于左边工作位置时，环形沟槽位于左边密封件处形成通路，这时压缩空气由储气筒进入阀体内并经环形沟槽通向轮胎；当滑阀位于右边工作位置时，环形沟槽则对着右密封件，这时压缩空气由轮胎排向大气；当滑阀位于中间位置时，环形沟槽位于左右密封件之间(如图 5－4－18 所示)，则轮胎停止进气和排气而保持轮胎气压不变。

当制动系气路系统的压缩空气压力低于足以保证可靠地制动所需的气压时，压力降低限制阀则将轮胎气压调节系统与制动系气路系统分离。

图 8－19 及图 9－13 为装有轮胎气压调节装置的转向驱动桥和驱动桥的结构图。采用轮胎气压调节系统的汽车，要求安装具有宽断面和少帘布层数、挠曲性好的超低压越野轮胎。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

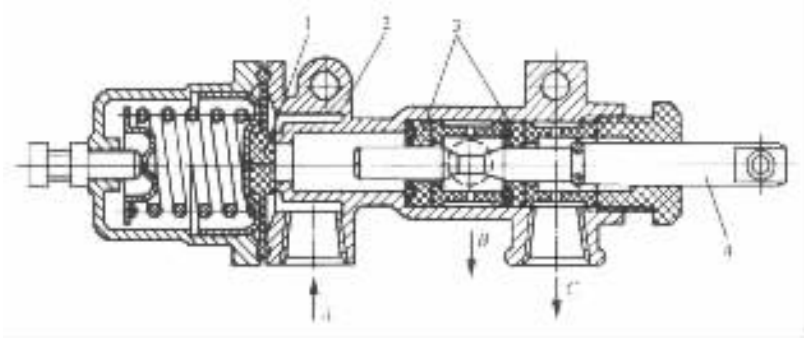


图 5－4－18　压力控制阀和压力降低限制阀

A－与储气筒相联的压缩空气进气孔；B－通向轮胎的出气孔；

C－排向大气的排气孔；1－限制阀；2－阀体；3－密封件；4－滑阀

第四节　轮胎与车轮的试验

一、轮胎试验

轮胎是保证行车安全的重要部件，在使用过程中其受力状况复杂，产品投放市场前须经严格检验，新产品在开发中也须进行研究试验。检验和试验的目的在于：发现其内部缺陷，控制质量保证行车安全、可靠；研究轮胎的新结构、新材料、新工艺，掌握和改善轮胎机械特性参数，提高其可靠性及寿命，为汽车设计和行驶性能研究提供必要的轮胎数据，满足汽车对轮胎日益严格的要求。检验和试验的项目有：外观及剖切检验，材料物理机械性能检验，利用 X 射线、超声波、红外线以及全息照相等技术对轮胎内部缺陷进行无损探伤检验，平衡度检验及校正，均匀性检验（测定轮胎尺寸、质量、刚度的不均匀性以及由此而导致滚动时 X，Y，Z 三个方向的力的变化）以及室内台架试验与转鼓试验和室外拖车试验、试验场试验、使用试验等道路试验。

1. 室内台架试验与转鼓试验

（1）静负荷与静特性试验

测定轮胎在径向载荷下的静半径、断面宽、接地压力分布；在侧向力作用下的接地压力分布，车轮平面偏移量；稳态下 X，Y，Z 三方向的力和绕这三个力的力矩。

（2）强度试验

包括冲击试验、压穿试验、水压爆破试验等破坏性试验，用于检验新产品是否符合设计要求和对正常产品的抽检。

（3）耐久性试验

在转鼓试验台上进行，通常速度取 100km/h，采用定值或变值液压加载。

（4）高速试验

在高速转鼓试验台上进行，主要用于测试轿车轮胎的临界速度。

（5）机械特性试验

在轮胎机械性能试验转鼓试验台上进行，在各种速度及径向负荷下测量不同偏离角、外倾角下的 X，Y，Z 三方向的力和绕这三个力的力矩。

(6)轮胎的滚动阻力、滚动半径、振动、噪声等试验

均可在相应的转鼓试验台上进行。

(7)轮胎在不同水深时的附着系数、升力、接地面积等

可在高速内接圆转鼓试验台上进行。

(8)其他试验

如无内胎轮胎的脱圈试验等一些特殊要求的试验。

2. 室外道路试验

(1)试验场试验

是指在试验场的各种路面条件下,对汽车进行与轮胎特性有直接关系的各种汽车性能(如通过性、制动性、操纵稳定性、燃料经济性、可靠性与耐久性等)试验,从而也试验了轮胎的机械特性和使用性能。

(2)拖车试验

是在专门的轮胎试验用拖车上进行。例如轮胎耐磨寿命试验可用专门的轮胎耐磨寿命试验拖车以固定偏离角和变角速率在试验场或特定的路面上进行;轮胎的机械特性试验可在专门的轮胎机械性能试验拖车上进行,试验时是以不同的偏离角及倾角测定轮胎 X,Y,Z 三个方向的力和力矩,以及轮胎附着系数等。

(3)轮胎实际使用试验

可与汽车整车的使用试验同时进行。

二、车轮试验

车轮除进行无损探伤检验、尺寸精度及跳动量检验、原材料检验、平衡度检验及校正外,还要进行静、动态应力测量以及径向疲劳试验、弯曲疲劳试验、冲击试验、焊缝的强度试验、盐雾试验等。检验和试验的方法和指标应根据国家标准或行业标准的有关规定执行。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

第五章　车架与车身设计

第一节　概　　述

车架作为汽车的承载基体，为货车、中型及以下的客车、中高级和高级轿车所采用，支承着发动机、离合器、变速器、转向器、非承载式车身和货箱等所有簧上质量的有关机件，承受着传给它的各种力和力矩。为此，车架应有足够的弯曲刚度，以使装在其上的有关机构之间的相对位置在汽车行驶过程中保持不变并使车身的变形最小；车架也应有足够的强度，以保证其有足够的可靠性与寿命，纵梁等主要零件在使用期内不应有严重变形和开裂。车架刚度不足会引起振动和噪声，也使汽车的乘座舒适性、操纵稳定性及某些机件的可靠性下降。货车车架的最大弯曲挠度通常应小于 10mm。但车架扭转刚度又不宜过大，否则将使车架和悬架系统的载荷增大并使汽车轮胎的接地性变差，使通过性变坏。通常在使用中其轴间扭角约为 1°/m。在保证强度、刚度的前提下车架的自身质量应尽可能小，以减小整车质量。货车车架质量一般约为整车整备质量的 1/10。从被动安全性考虑，乘用车车架应具有易于吸收撞击能量的特点。此外，车架设计时还应考虑车型系列化及改装车等方面的要求。

中级及以下或轴距小于 2600～2800mm、干重小于 1350～1450kg 的轿车，通常都采用整体承载式车身，大型客车也趋于采用承载式车身而无单独的车架。

采用车架与无车架结构相比有以下优点：

(1)来自动力－传动系统和路面引起的振动与噪声可通过车架与车身间的橡胶垫减振，使之不易传到车身上和车厢内；

(2)便于车身的变型和改装，亦可采用塑料和玻璃钢车身以及铝车身；

(3)汽车底盘和车身可分别装配。

采用车架的汽车，其高度及质量都会增大，也需要有大型压力机制造，这是其缺点。

车身是用作保护司机、乘客、货物或被运载对象不受外界因素干扰，保护这些运载对象在运载过程中不丢失，使司机及乘客乘坐舒适并在道路－交通事故中得到保护。

当轿车和客车采用承载式车身而无单独的车架时可使其质量最小。

轿车和客车车身是薄壳封闭体，由于其高、宽的尺寸大，因此具有大的弯曲和扭转刚度影响着整车的刚性。车架与固定其上的车身组成汽车的承载系统。根据车身本身刚度和它与车架联接柔性的不同，汽车的承载系统可能有以下组合情况：仅由车架承载；车架与车身；中间隔以弹性垫的车架与车身；刚性联接或焊在一起的车架与车身；无车架的承载式车身。

在整车刚度中车身刚度所占的比率可在 0～100%之间，例如轿车车身约为 30%～65%；而具有可翻倾式驾驶室的自卸货车的整车刚度则完全由车架确定。

轿车的承载系统应有足够的刚度，以免因车身变形使风挡玻璃、后窗玻璃损坏和车门楔住等，特别是当汽车前部或后部的一侧被千斤顶抬高时。同样，由于车架的扭转刚度不大，载货汽车的驾驶室亦应有足够的刚性，而它与车架之间可用弹性垫联接。

1. 作用在承载系统上的载荷

当汽车缓慢行驶时，经前、后悬架作用于承载系统的载荷，为汽车静止于水平路面时的载荷与不平路面上一个车轮抬高时的附加载荷之和。

若汽车质心位于汽车的对称平面上(图 5－5－1(a))，则作用于左、右车轮的反力应相等：

$$\left.\begin{aligned} Z_{1L} = Z_{1R} = 0.5 m_a g (b/L) \\ Z_{2L} = Z_{2R} = 0.5 m_a g (a/L) \end{aligned}\right\} \tag{5-5-1}$$

式中 m_a——汽车质量；

a、b——汽车质心至前、后轴的距离；

L——汽车轴距。

此时，作用于承载系的载荷左、右对称。

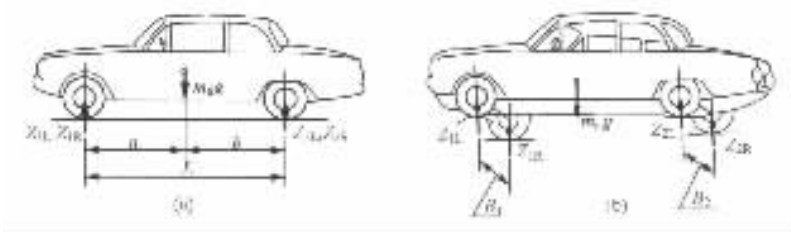


图 5－5－1 作用于汽车承载系统的载荷

(a)汽车静止于水平路面上时；(b)不平路面使一个车轮抬高时

当其中一个车轮，如图 5－5－1(b)所示左前轮遇到凸起而抬高时，则该轮有附加载荷，而与其相对的右轮的载荷将相应减小。这时，左右前轮的载荷，相当于对静止于水平路面上的两前轮附加一绕汽车纵轴的转矩时的负载情况。而这一转矩由作用于两后轮的载荷所形成的转矩来平衡。

如果认为承载系为绝对刚性的，则一个车轮离开路面所对应的路面不平度的高度为

$$h_0 = f_{w1} + f_{s1}\frac{B_1}{s_1} + B_1\left(\frac{f_{w2}}{B_2} + \frac{f_{s2}}{s_2}\right) \tag{5-5-2}$$

式中 f_{w1}、f_{w2}——前、后车轮轮胎的挠度；

f_{s1}、f_{s2}——前、后悬架弹性元件的挠度；

B_1、B_2——前、后轮距；

s_1、s_2——前、后桥左、右悬架的弹簧距。

如果承载系不是绝对刚性的且在轴距长度内的扭转角为 φ，则一个车轮离开路面所对应的路面不平度高度为

$$h_0 = f_{w1} + f_{s1}\frac{B_1}{s_1} + B_1\left(\frac{f_{w2}}{B_2} + \frac{f_{s2}}{s_2} + \varphi\right) \tag{5-5-3}$$

如果将上式中的变形以刚度和相应的力来表示，即取

$$\left.\begin{aligned} f_w &= \frac{Z}{C_w} \\ f_s &= \frac{ZB}{C_s S} \\ \varphi &= \frac{ZB}{C_\varphi \cdot 2} \end{aligned}\right\} \tag{5-5-4}$$

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

式中　C_φ——承载系的角刚度；

Z，B——作用于较小载荷那个桥所承受的载荷及该桥的轮距。

则式(5－5－3)可改写为

$$h_0 = Z\left[\frac{1}{C_{w1}} + \frac{1}{C_{s1}}\cdot\frac{B_1^2}{S_1^2} + B_1\left(\frac{1}{C_{w2}\cdot B_2} + \frac{B_2}{C_{s2}\cdot S_2^2} + \frac{B_1}{2C_\varphi}\right)\right] \tag{5-5-5}$$

如果按式(5－5－5)计算所得的 h_0 小于或等于某不平度值 h'，后者与路面质量状况有关，则承载系中的转矩可取为

$$T = 0.5ZB \tag{5-5-6}$$

如果 h_0 大于 h'，则不会发生车轮离开地面的情况，且承载系中的转矩可取为

$$T = 0.5ZB\frac{h'}{h_0} \tag{5-5-7}$$

路面不平度的高度 h 在计算时对轿车取为 ±200mm；对载货汽车取 ±300mm。

对于承载系扭转刚度大的汽车，当悬架及轮胎均较软时(例如轿车与客车)，式(5－5－5)中的 $B_1/2C_\varphi$ 项为可忽略的小值，则路面不平度基本由悬架和轮胎的变形所补偿，这时有 $T = 0.5ZB$。当承载系的扭转刚度小而悬架刚度相对大时(例如载货汽车)，$B_1/2C_\varphi$ 值要大几倍，则路面不平度基本由承载系的扭转柔性来补偿，这时 $T = 0.5ZB$ 通常不成立。

由上述可见，承载系分为扭转刚度大的和扭转刚度小的(即具有扭转柔性的)两种类型。

在多数情况下，前桥负荷比后桥负荷小，这时当前左轮被地面凸起抬起时，则在扭转刚度大的承载系($T = 0.5ZB$)，前左轮、前右轮、后左轮与后右轮的载荷分别为

$$\left.\begin{aligned} Z_{1L} &= m_a g\frac{b}{L} \\ Z_{1R} &= 0 \\ Z_{2L} &= \frac{m_a}{2L}g\left(a - b\frac{B_1}{B_2}\right) \\ Z_{2R} &= \frac{m_a}{2L}g\left(a + b\frac{B_1}{B_2}\right) \end{aligned}\right\} \tag{5-5-8}$$

式中　m_a，g，a，b，L 见图 5－5－1。

而当承裁系具有扭转柔件时，则有

$$\left.\begin{aligned} Z_{1L} &= \frac{m_a}{2}g\frac{b}{L}\left(1 + \frac{h'}{h_0}\right) \\ Z_{1R} &= \frac{m_a}{2}g\frac{b}{L}\left(1 - \frac{h'}{h_0}\right) \\ Z_{2L} &= \frac{m_a}{2}g\frac{1}{L}\left(a - b\frac{B_1}{B_2}\frac{h'}{h_0}\right) \\ Z_{2R} &= \frac{m_a}{2}g\frac{1}{L}\left(a + b\frac{B_1}{B_2}\frac{h'}{h_0}\right) \end{aligned}\right\} \tag{5-5-9}$$

当汽车行驶于不平路面时，由于动载作用使车轮载荷增大。然而在坏路段和有较高的不平度凸起时司机会慢速行驶，因此汽车簧上质量的垂向加速度通常不超过 2.5g。而满载汽车承载系的扭转力矩等于 $m_a gbB_1/2L$。

上述对具有非独立悬架汽车的承载系统的有关分析，在考虑了独立悬架的特点时，同样适用于对具有独立悬架汽车的承载系的分析。

2. 承载系统的扭转和弯曲刚度

承载系是以其在载荷作用下的最大弯曲挠度和在轴距长度内的最大扭转角为其载荷性能特征。然而由计算和台架试验得到的某一车型的上述数据，不能用于与另一具有不同轴距和名义载荷的汽车的相应数据作比较，而需引进扭转和弯曲刚度以及单位刚度的概念。

(1)扭转刚度

为使汽车轴距长度内的系统扭转单位角度所需的转矩，或为转矩与轴距长度内的转角之比。扭转刚度的单位为 N·m/(°)。

(2)弯曲刚度

为使系统产生单位挠度所需的载荷，或为载荷与所引起的最大挠度值之比。弯曲刚度的单位为 N/mm。

(3)单位扭转刚度

相当于扭杆的 GJ_k，为使单位长度的系统区段扭转单位角度所需的转矩，或为转矩与汽车轴距长度内的转角之比再乘以轴距值。单位扭转刚度的单位为 N·m。/(°)。

(4)单位弯曲刚度

相当于梁的 EJ，为使单位长度的系统区段受弯产生单位挠度所必需的载荷，或为载荷与其产生的最大挠度之比再乘以轴距的三次方(梁的挠度与其两支承间的距离的三次方成正比)。单位弯曲刚度的单位为 $N \cdot m^3/mm$。

根据汽车行驶过程中承载系的工作特点，应注意车架或车身的垂向弯曲刚度、扭转刚度和整车扭转刚度。所谓承载系或整车的“扭转刚度”，通常系笼统地指前、后轴之间的轴距范围内那一段的扭转刚度。对车架而言，由于纵梁不一定是等截面，而横梁也不是等距布置的相同截面横梁，故扭转刚度沿车架长度不可能保持一定。因此，有时还要分析车架纵梁的局部扭转刚度，后者又与横梁弯曲刚度有关。有时也要分析车架的水平弯曲刚度。

由于结构的不同，车架的各种刚度值相差极大。例如由槽形断面的纵梁及横梁组成的梯形车架，其扭转刚度小而弯曲刚度大。纵梁局部扭转刚度在两横梁之间的部分较小而在与横梁联接处则较大。整车扭转刚度则往往比车架本身的扭转刚度大数倍。

从整车结构来看，希望车架前后部分的扭转刚度大些，中间部分小些。驾驶室后围以前的这一段车架的扭转刚度大些有益于发动机及驾驶室的悬置。如发动机、驾驶室采用三点或菱形布置的悬置并通过软垫或螺旋弹簧紧固，可进一步减小车架扭转变形的不利影响。另外，在这一段车架上还装有悬架和转向器，因此这一段车架的变形也会影响转向的几何特性，对汽车的操纵稳定性也不利。包括后悬架在内的车架后部这一段的扭转变形，对汽车的乘坐颠簸程度、侧倾的稳定性、操纵性以及后轴的轴转向均有不利的影响，因此这段车架的扭转刚度也应大些。从驾驶室后围至后悬架以前的这段车架的扭转刚度应小，以起到缓冲作用，避免载荷集中，减小车架和悬架系统的载荷，并改善汽车在不平路面上的接地性。

车架扭转刚度的计算，通常是以前、后轴的相对扭角为准。当汽车的某一车轮例如前左轮被路面上的凸起抬高时(见图 5－5－2)，车架的轴间扭角 α 为

$$\alpha = \frac{\beta}{1 + \dfrac{C_{\varphi F}}{C_{\varphi S}}} \tag{5-5-10}$$

式中 β——以轴间扭角表示的道路不平度；

$C_{\varphi F}$——车架(或车身)的扭转刚度；

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

$C_{\varphi S}$——悬架系统(包括车轮)的角刚度。

对轿车,由于 $C_{\varphi F}$很大而采用独立悬架时又使 $C_{\varphi S}$较小,使悬架系统的扭转变形远大于其车身,故在轴距长度内的车身扭角很小。而对于一般货车,车架的扭转刚度 $C_{\varphi F}$较小,而板簧又较硬,当 $C_{\varphi F}/C_{\varphi S}=1$ 时,$\alpha=0.5\beta$,即车架与悬架的扭角各占道路扭角 β 的一半。

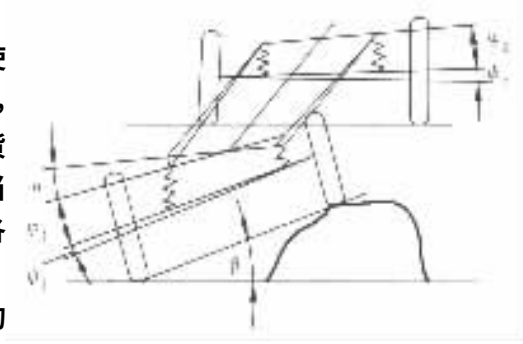


图 5－5－2　车架的整体扭转

在设计中应极注意加强板、货箱垫梁等件的端部形状和紧固件的布置,以避免刚度突变,导致车架损坏。

由上述可见,汽车承载系应保证有必要的刚度或柔度,也应避免刚度突变。在汽车的整个使用期间内车架、车身不应损坏,且在保证其使用寿命的前提下质量最小。

第二节　车架的结构设计

一、车架的结构型式

根据纵梁的结构特点,车架可分为以下几种结构型式:

1. 周边式车架

周边式车架用于中级以上的轿车。如图 5－5－3(a)所示,在俯视图上车架的中部宽、两端窄。中部宽度取决于车身门槛梁的内壁宽;前端宽度取决于前轮距及前轮最大转角;后端宽度则由后轮距确定。左右相关纵梁由横梁连接。其最大特点是前后两段纵梁系经所谓的缓冲臂或抗扭盒与中部纵梁焊接相连。前缓冲臂位于车厢前围板下部倾斜踏板前方;后缓冲臂位于后座下方。其结构形状容许缓冲臂有一定的弹性变形,可吸收来自不平路面的冲击和降低车内噪声。此外,车架中部加宽既有利于提高汽车的横向稳定性,又减短了车架纵梁外侧装置件的悬伸长度。在侧视图上,与其他型式的轿车车架类似,在前后车轮处纵梁向上弯曲以让出前后独立悬架或非断开式后桥的运动空间。采用这种车架时车身地板上的传动轴通道所形成的鼓包不大,但门槛较宽(见图 5－5－4(a))。

2. X 形车架

如图 5－5－3(b)所示,这种车架为一些轿车所采用。车架的中部为位于汽车纵向对称平面上的一根矩形断面的空心脊梁,其前后端焊以叉形梁,形成俯视图上的 X 形状。前端的叉形梁用于支承动力－传动总成,而后端则用于安装后桥。传动轴经中部管梁通向后方。中部管梁的扭转刚度大。前后叉形边梁由一些横梁相连,后者还用于加强前、后悬架的支承。管梁部分位于后座乘客的脚下位置且在车宽的中间,因此不妨碍在其两侧的车身地板的降低,但地板中间会有较大的纵向鼓包。门槛的宽度不大(见图 5－5－4(b)),虽然从被动安全性考虑,要求门槛有足够的强度与刚度。

3. 梯形车架

又称边梁式车架,是由两根相互平行的纵梁和若干根横梁组成。其弯曲刚度较大,而当承受扭矩时,各部分同时产生弯曲和扭转。其优点是便于安装车身、车箱和布置其他总成,易于汽车的改装和变型,因此被广泛地用在载货汽车、越野汽车、特种车辆和用货车底盘改装的大

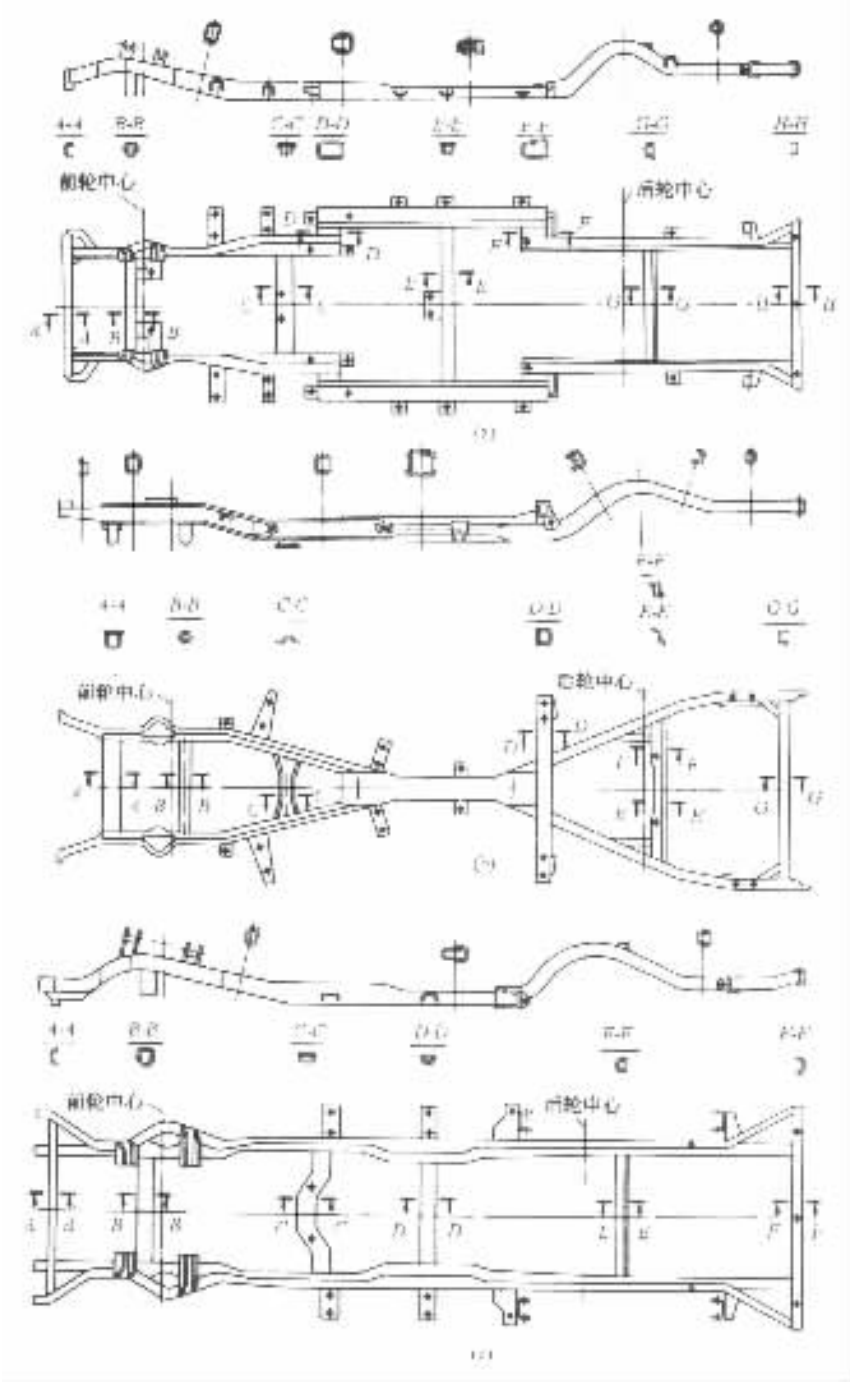


图 5－5－3 轿车车架

(a)周边式车架；(b)X 形车架；(c)梯形车架

客车上。在中、轻型客车上也有所采用，轿车则较少采用。用于轿车的梯形车架(图 5－5－3(c))，为了降低地板高度，可局部地减小纵梁及横梁的断面高度并相应地加大其宽度，但这使纵梁的制造工艺复杂化且其车身地板仍比采用其他车架时为高，当然地板上的传动轴通道鼓

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

包也就不大了(见图 5－5－4(c))。

如果也包括固定车身的支架,则上述三种轿车车架的自身质量差别不大。无论哪一种轿车车架,在前、后桥处均要求有大的扭转刚度,为此,相关的纵、横梁可采用封闭式断面,这种封闭断面可由相配的一对且以垂向面为开口的冲压成型的槽型梁相互插入并用电弧焊焊接而成。对于不承受扭矩的车架元件、用于固定动力总成的横梁以及车架两端位于基本横梁以外的纵梁,均采用冲压成型且具有开口的槽型断面。

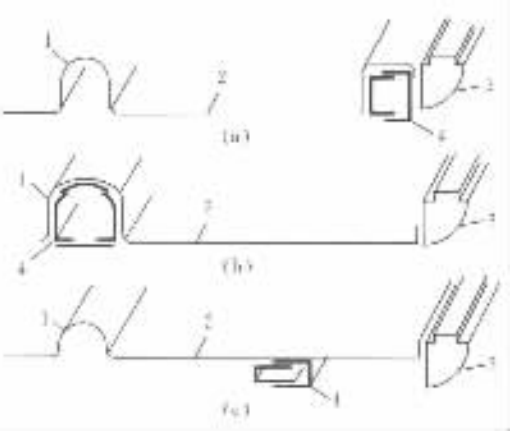


图 5－5－4　采用不同车架时的车身底板
(a)采用周边式车架时;(b)采用 X 形车架时;
(c)采用梯形车架时
1－传动轴通道;2－地板;3－门槛;4－车架

载货汽车的梯形车架如图 5－5－5 所示,由两根相互平行且开口朝内、冲压制成的槽型纵梁及一些冲压制成的开口槽型横梁组合而成。通常,纵梁的上表面沿全长不变或局部降低,而两端的下表面则可根据应力情况,适当地向上收缩。即纵梁中部相当长的范围内具有最大高度和宽度,而两端可根据应力情况相应地缩小。车架宽度多为全长等宽。有些国家对车架宽度作了规定,SAE 规定 7.50－14.00 型双后胎的货车车架为 864mm,前苏联也采用了类似数据(865^{+18}mm,见表 2－25)。车架宽度的标准化有利于产品的三化,例如可使车架横梁、前后桥及驾驶室、货箱等进行互换。车架等宽也简化了纵梁的冲压工艺且在纵梁上不会产生附加扭矩。有时根据设计要求需将车架前、后端的宽度做得窄些或宽些,但其尺寸应与限定的汽车轮廓宽度 2.5m 相适应。车架的长度大致接近整车长度,约为轴距的 1.4～1.7 倍。

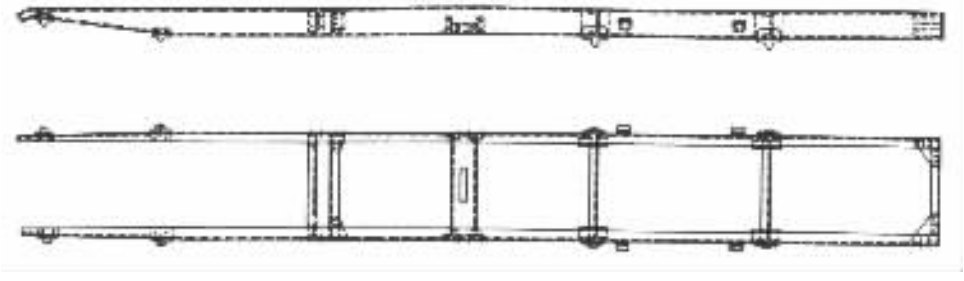


图 5－5－5　载货汽车的梯形车架

4. 脊梁式车架

如图 5－5－6 所示,脊梁式车架由一根位于汽车左右对称中心的大断面管形梁和某些悬伸托架构成,犹如一根脊梁。管梁将动力－传动系连成一体,传动轴从其中间通过,故采用这种结构时驱动桥必须是断开式的并与独立悬架相匹配。与其他类型的车架比较,其扭转刚度最大。容许车轮有较大的跳动空间,使汽车有较好的平顺性和通过性。但车架的制造工艺复杂,维修不便,仅用于某些对平顺性、通过性要求较高的汽车上。

5. 综合式车架

系综合上述脊梁式和边梁式两种型式而成,如图 5－5－7 所示。这时,主减速器与脊梁相固定,该驱动桥应为断开式的且与独立悬架相匹配。其实,图 5－5－3(b)所示的 X 形车架也

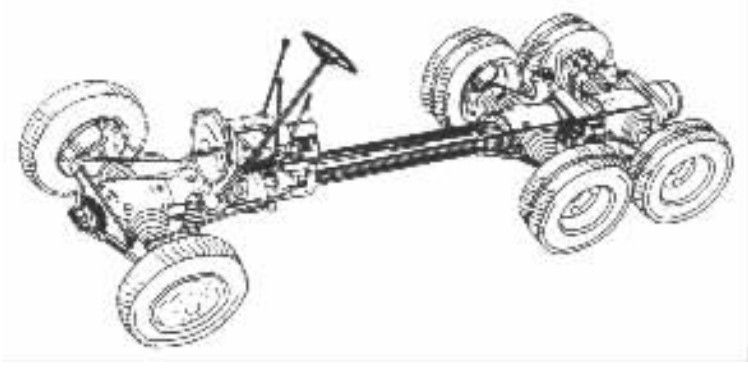


图 5－5－6 具有脊梁式车架的汽车底盘

应归于这一类型，但该车架可与非断开式驱动桥及非独立悬架相匹配。

二、纵梁、横梁及其联接

图 5－5－7 综合式车架

纵梁是车架的主要承载元件，也是车架中最大的加工件，其形状应力求简单。载货汽车的车架纵梁沿全长多取平直且断面也不变或少变，（见图 5－5－5），以简化工艺；轿车车架则为了降低车身地板高度、增大悬架的摆动空间而使其纵梁呈中部低、前后轮处向上弯的形状（见图 5－5－3）。为了使纵梁各断面的应力接近，可通过改变其断面高度即使其中部断面高、两端较低来达到。载货汽车纵梁的断面形状多为开口朝内的槽形，也有 Z 形、工字形的；脊梁式车架的纵梁则为管状的；轿车车架的纵梁则为箱形断面。槽形断面梁的弯曲刚度大、强度高、工艺性好，零件的安装与紧固方便，但抗扭性差。箱形断面梁的扭转刚度及强度均好。纵梁多为冲压件，超重型汽车的纵梁则常采用焊接结构或轧制的成型材。

横梁将左右纵梁联在一起，构成一完整的车架，并保证车架有足够的扭转刚度，限制其变形和降低某些部位的应力。横梁还起着支承某些总成的作用。汽车车架常有 4～6 根横梁，其分布与有关总成、驾驶室、货箱或车身的支承位置有关。前横梁通常用作水箱和发动机的前支承。为了降低水箱和发动机的支承高度以改善视野性，前横梁常制成宽而向下凹的形状，俗称“元宝梁”。当前轮采用独立悬架时，要求极大地提高车架前部的刚度，图 5－5－8（a）则是具有前独立悬架的轿车的“元宝梁”，它由钢板冲压、焊接成型，同时作为发动机前支承。当发动机的前支点位于左右纵梁上时，前横梁则可减小宽度并采用槽形或 Z 形断面。中横梁常做成拱形以留出传动轴的跳动空间。通常轿车在前、后轮轴线处设置横梁以加强悬架的支承（见图 5－5－3）；货车在后钢板弹簧前、后支承附近也分别设置一根横梁（见图 5－5－5）。在货车车架后部常要设置拖曳装置横梁，并利用 K 形梁的斜撑来减小横梁跨距（见图 5－5－8（b）），达到增强其刚度及强度的效果。X 形横梁对宽而短的轿车车架来说，可显著地提高其刚度，以抵抗作用在左右纵梁上的一对水平力偶所引起的车架对角变形，但这种横梁对于窄而长的货车车架则效果不显著。

横梁的断面形状及与纵梁的联接形式如图 5－5－9 和图 5－5－10 所示。选择横梁的断面形状时既要考虑其受载情况又要考虑受其支承总成的支承方便。腹板直立的槽形断面横梁和由两槽形组成的工字形断面横梁的弯曲刚度及强度均好，常用于后钢板弹簧的支架处；帽形

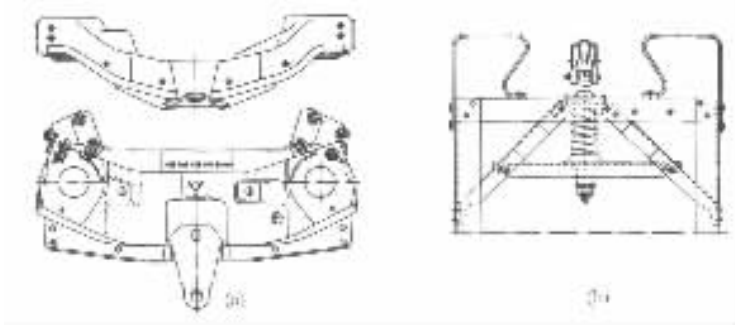


图 5－5－8　车架横梁

(a)带有前独立悬架轿车的前横梁(“元宝梁”);(b)货车的带拖曳装置的横梁

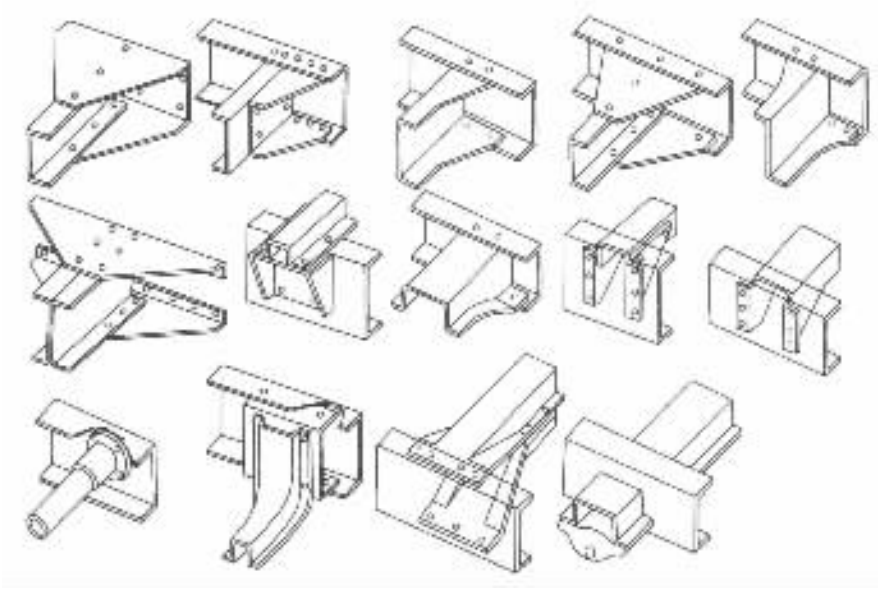


图 5－5－9　横梁的断面形状及其与纵梁的联接

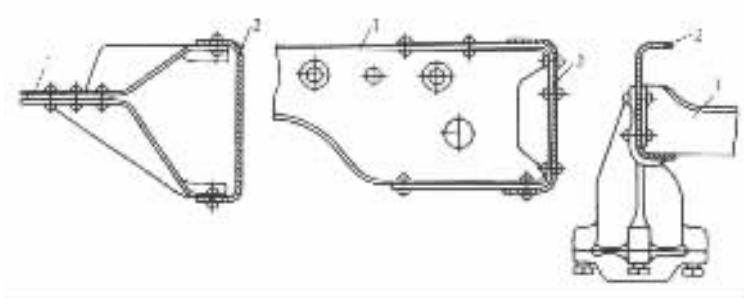


图 5－5－10　纵、横梁的铆钉联接方式

1－横梁 2－纵梁

断面梁因其断面高度较小,较易做成大弯度梁,宜于用于需向下凹的前横梁和拱形的中横梁;封闭形断面梁和管梁的扭转刚度大,宜用于需加强扭转刚度处,但货车多采用扭转刚度不大的

非封闭形断面的钢板冲压横梁。

轿车车架的纵、横梁采用焊接方式联接，而货车则多以铆钉联接（见图 5－5－10）。铆钉联接具有一定弹性，有利于消除峰值应力，改善应力状况，这对于要求有一定扭转弹性的货车车架具有重要意义。

当纵、横梁以它们的上、下翼缘均分别联接时，由于联接跨度大，故刚度亦较大，这时其扭转刚度及扭转应力均较大。当横梁与纵梁的腹板相联时则情况会相反，这时应注意不使其联接跨度和联接刚度太小，以免影响对纵梁的局部扭转的必要约束。横梁在与纵梁的联接处往往应力较高，故常将其端部翼缘加宽或采用较厚及尺寸较大的联接板；也可使其中部的断面尺寸适当缩小，或在其腹板上加设一些较大的孔，以降低横梁联接处的应力。

第三节 车架的制造工艺及材料

车架纵横梁和其他零件的制造，多采用钢板的冷冲压工艺在大型压力机上冲孔及成形；也有采用槽钢、工字钢、管料等型材制造的。轿车车架的组装多采用二氧化碳保护焊、塞焊和点焊，设计时应注意对焊接规范、焊缝布置及焊接顺序的选择；货车车架的组装多采用冷铆工艺，必要时也可采用特制的防松螺栓联接。为保证车架的装配尺寸，组装时必须有可靠的定位和夹紧，特别应保证有关总成在车架上的定位尺寸及支承点的相对位置精度。

车架材料应具有足够高的屈服极限和疲劳极限，低的应力集中敏感性，良好的冷冲压性能和焊接性能。低碳和中碳低合金钢能满足这些要求。车架材料与所选定的制造工艺密切相关。拉伸尺寸较大或形状复杂的冲压件需采用冲压性能好的低碳钢或低碳合金钢 08、09MnL、09MnREL 等钢板制造；拉伸尺寸不大、形状又不复杂的冲压件常采用强度稍高的 20、25、16Mn、09SiVL、10TiL 等钢板制造。强度更高的钢板在冷冲时易开裂且冲压回弹较大，故不宜采用。有的重型货车、自卸车、越野车为了提高车架强度，减小质量而采用中碳合金钢板热压成形，再经热处理，例如采用 30Ti 钢板的纵梁经正火后抗拉强度即由 450MPa（HB156）提高到 480～620MPa（HB170）。用 30Ti 钢板制造纵横梁也可采用冷冲压工艺。

钢板经冷冲成形后，其疲劳强度要降低，静强度高、延伸率小的材料的降低幅度更大。常用车架材料在冲压成形后的疲劳强度约为 140～160MPa。

轿车车架纵、横梁的钢板厚度约为 3.0～4.0mm；货车根据其装载质量的不同，轻、中型货车冲压纵梁的钢板厚度为 5.0～7.0mm，重型货车冲压纵梁的钢板厚度为 7.0～9.0mm。槽形断面纵梁上、下翼缘的宽度尺寸约为其腹板高度尺寸的 35%～40%。

第四节 车架的计算

轿车具有扭转刚度大的承载系统，其车架的计算任务是：

（1）确定车架在名义载荷（对称载荷）作用下的弯曲挠度；

（2）确定车架在一定扭转力矩作用下在轴距区段的扭转角。

上述挠度和转角应小于其许用值，后者是由车架样品的台架试验所确定，它能保证车身各部完整无损和正常作用。

对轿车整车而言，由于车身已装到车架上，因此对装配后的轿车车架挠度的计算，其计算载荷仅由乘客和行李决定，而与车身本身无关。由于扭转角与扭转力矩间呈线性关系，故对扭

试读结束：需要全本请在线购买：www.ertongbook.com

转载荷值的选择无关紧要，但通常对中高级和高级轿车承载系的扭转试验载荷取为 3000N·m，后者既能保证试验结果的精确性，又可避免因试件超过弹性极限而产生误差。

载货汽车具有扭转柔性明显的承载系统，其车架的计算任务是：

(1)确定汽车以满载在不平度值很小(对称加载)的平坦路面上以需考虑动载荷的足够高的车速行驶时车架元件的应力；

(2)确定汽车以满载低速行驶于坏路面且当轴荷分配较小载荷的那个桥的一个车轮滚上一个 30cm 高的凸包时车架元件的应力。

为了不仅评价车架的总柔性及作用在车架中的应力，而且要弄清变形和应力突变处的危险断面以及它们沿车架长度的变化情况，则应对通过特征点(横梁联接处，纵梁断面高及宽的变化处，加载点等)的一系列横向平面处的车架挠度、扭转角和应力进行计算。计算结果最好能用沿车架长度绘出的挠度、转角和应力图表达出来。

为了简化计算，可将车架看作平面结构，而纵、横梁则以杆件代替，纵横梁联接处的交角认为是刚性的，且认为代替车架元件的杆件在两结点(或特征点)之间的全长上的惯性矩不变，并取为该元件惯性矩的平均值。

最简单的梯形车架的计算，是在对称载荷(弯曲)作用下求简化为简单梁的纵梁的挠度和应力。

在反对称载荷(扭转)作用下，由两根纵梁和若干根横梁组成的车架是一个静不定系统。用材料力学教程中给出的一些方法求解这一静不定系统各元件的应力和变形使计算十分复杂、工作量很大。然而如果对系统作某些假设则可使计算大为简化。

一、车架的简化计算

设车架各元件的弯曲变形与其扭转变形相比是很小的，则可按下述方法进行简化计算：

图 5－5－11 为梯形车架在反对称载荷作用下的受扭情况简图。作用在车架上的 4 个力 R 位于前、后车轮轴线所在的横向铅垂平面内，如图所示，这时各横梁的扭转角相等。此外，纵、横梁单位长度的扭转角亦相等。由于扭转角 θ 与扭矩 T、扭转刚度 GJ_k 存在下述关系：

图 5－5－11　梯形车架在反对称载荷作用下的受扭情况简图

Ⅰ～Ⅴ－横梁；1～4－纵梁的区段

$$\theta=\frac{Tl}{GJ_k}(\text{单位为：rad})=\frac{57.3Tl}{GJ_k}(\text{单位为：}(^\circ)) \qquad (5-5-11)$$

式中　T——车架元件所受的扭矩，N·mm；

l——车架元件的长度，mm；

G——材料的剪切弹性模量，MPa；

J_k——车架元件横断面的极惯性矩，mm^4。

因此，作用在车架各元件上的扭矩 T_k 与该元件的扭转刚度 GJ_{kk} 成正比，故有

$$T_{\mathrm{I}}:T_{\mathrm{II}}:\cdots:T_{\mathrm{V}}:T_1:T_2:\cdots:T_4=J_{k\mathrm{I}}:J_{k\mathrm{II}}:\cdots:J_{k\mathrm{V}}:J_{k1}:J_{k2}:\cdots:J_{k4} \tag{5-5-12}$$

式中 T_{I}，T_{II}，…—横梁Ⅰ，Ⅱ，…所受的扭矩；

$J_{k\mathrm{I}}$，$J_{k\mathrm{II}}$，…—横梁Ⅰ，Ⅱ，…横断面的极惯性矩；

T_1，T_2，…—纵梁在Ⅰ，Ⅱ和Ⅱ，Ⅲ，…横梁间所受的扭矩；

J_{k1}，J_{k2}，…—纵梁在Ⅰ，Ⅱ和Ⅱ，Ⅲ，…横梁间横断面的极惯性矩。

如果将车架由对称平面处切开(见图5-5-12)，则切掉的一半对尚存的一半的作用相当于在切口横断面上作用着扭矩 T_{I}，T_{II}，…，T_{V} 和横向力 Q_{I}，Q_{II}，…，Q_{V}。对最右边的横梁Ⅰ取力矩的平衡方程式，则有

$$\begin{aligned}&RL-(T_{\mathrm{I}}+T_{\mathrm{II}}+T_{\mathrm{III}}+T_{\mathrm{VI}}+T_{\mathrm{V}})+Q_{\mathrm{II}}l_1-Q_{\mathrm{III}}(l_1+l_2)\\&-Q_{\mathrm{IV}}(l_1+l_2+l_3)-Q_{\mathrm{V}}(l_1+l_2+l_3+l_4)=0\end{aligned} \tag{5-5-13}$$

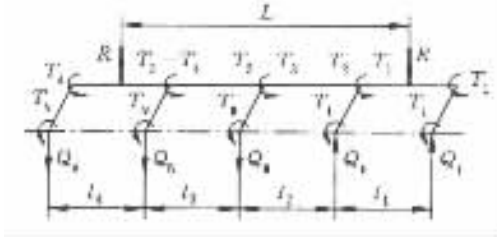


图5-5-12 在反对称载荷作用下的车架受力简图

由式(5-5-12)得

$$\left.\begin{aligned}&T_{\mathrm{II}}=T_{\mathrm{I}}\frac{J_{k\mathrm{II}}}{J_{k\mathrm{I}}};T_{\mathrm{III}}=T_{\mathrm{I}}\frac{J_{k\mathrm{III}}}{J_{k\mathrm{I}}};\cdots\\&T_1=T_{\mathrm{I}}\frac{J_{k1}}{J_{k\mathrm{I}}};T_2=T_{\mathrm{I}}\frac{J_{k2}}{J_{k\mathrm{I}}};\cdots\\&Q_{\mathrm{I}}=\frac{2T_1}{C}=\frac{2T_{\mathrm{I}}}{C}\frac{J_{k1}}{J_{k\mathrm{I}}}\\&Q_{\mathrm{II}}=\frac{2(T_2-T_1)}{C}=\frac{2T_{\mathrm{I}}}{CJ_{k\mathrm{I}}}(J_{k2}-J_{k1});\cdots\end{aligned}\right\} \tag{5-5-14}$$

将上式各项代入式(5-5-13)，经整理后得

$$T_{\mathrm{I}}=\frac{RLJ_{k\mathrm{I}}}{\sum_{n=1}^{V}J_{kn}+\frac{2}{C}\sum_{m=1}^{4}(J_{km}L_m)} \tag{5-5-15}$$

式中 n——横梁数；

m——两横梁之间的纵梁区段数；

C——车架宽(见图5-5-11)。

这样，已知各横梁和纵梁各区段横断面的极惯性矩时，便可求出横梁Ⅰ所受的扭矩 T_{I}，将 T_{I} 代入式(5-5-14)的有关各项，则可进而求出其他各横梁所受的扭矩 T_{II}，T_{III}，T_{IV}，T_{V} 及纵梁在各横梁之间所受的扭矩 T_1，T_2，T_3，T_4。

由上述计算可见，车架所受的扭转力矩是由纵、横梁共同承受的。但对扭转刚度较小的货车梯形车架而言，作用在车架上的弯曲力矩主要是由车架的纵梁承受。为了计算弯曲力矩，假定车架所支承的全部载荷的一半由一根纵梁承担。先求出装在车架上的各总成、构件、驾驶

此为试读，需要完整PDF请访问：www.ertongbook.com

室、货箱及装载质量对车架产生的集中载荷及其作用点位置，如图 5－5－13 所示。这时簧下质量除外，而悬架弹簧、传动轴等跨车架和车桥两边的构件则取其重力的一半。对应这些载荷，设前钢板弹簧的前、后支点的支承反力为 R_{ff}，R_{fr}后钢板弹簧的支承反力为 R_{rf}，R_{rr}则

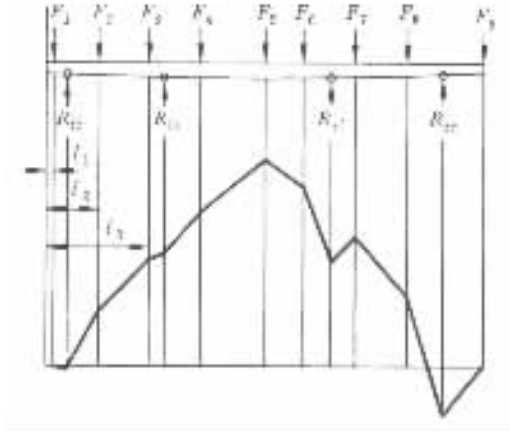


图 5－5－13　车架纵梁弯曲强度的计算简图

$$\left.\begin{aligned} R_f &= R_{ff} + R_{fr} \\ R_r &= R_{rf} + R_{rr} \\ F_1 + F_2 + F_3 + \cdots + F_n &= R_f + R_r \\ F_1 l_1 + F_2 l_2 + F_3 l_3 + \cdots + F_n l_n &= R_f l_f + R_r l_r \end{aligned}\right\} \tag{5-5-16}$$

式中　$F_1, F_2, \cdots, F_n$——作用在纵梁上的集中静载荷，N；

$l_1, l_2, \cdots, l_n$——各载荷 $F_1, F_2, \cdots, F_n$ 的作用点距车架前端的距离，mm；

l_f, l_r——前、后轮距车架前端的距离，mm。

由下列二式可求出 R_f，R_r：

$$\left.\begin{aligned} R_f &= \frac{(F_1 + F_2 + \cdots + F_n) l_r - (F_1 l_1 + F_2 l_2 + \cdots + F_n l_n)}{l_r + l_f} \\ R_r &= \frac{(F_1 + F_2 + \cdots + F_n) l_f - (F_1 l_1 + F_2 l_2 + \cdots + F_n l_n)}{l_f + l_r} \end{aligned}\right\} \tag{5-5-17}$$

如果前、后轮均装在其弹簧的中间，则

$$\left.\begin{aligned} R_{ff} = R_{fr} &= \frac{1}{2} R_f \\ R_{rf} = R_{rr} &= \frac{1}{2} R_r \end{aligned}\right\} \tag{5-5-18}$$

求得这些集中静载荷 $F_1, F_2, \cdots, F_n, R_f, R_r$ 以及这些力的作用点的位置 $l_1, l_2, \cdots, l_n, l_f, l_r$，则可计算纵梁在各力作用点的弯矩并绘出纵梁的弯矩图（见图 5－5－13）。例如：在 F_5 力作用点处的弯矩为

$$\begin{aligned} M_5 = {} & F_1(l_5 - l_1) + F_2(l_5 - l_2) + F_3(l_5 - l_3) + F_4(l_5 - l_4) \\ & - R_{ff}(l_5 - l_{ff}) - R_{fr}(l_5 - l_{fr}) \end{aligned}$$

考虑到路面不平度引起的冲击和振动等造成的动载荷，可对纵梁的最大弯矩 M_{max}乘以动载荷系数 k_d 并取 $k_d = 2.5 \sim 4.0$，轿车取小值，越野汽车取大值。如果再考虑车架多为疲劳损

伤，且取疲劳安全系数 $n = 1.15 \sim 1.40$，则可求得动载荷下的最大弯矩为

$$M_{d\,max} = nk_d M_{max} \tag{5-5-19}$$

则弯曲应力可按下式求得：

$$\sigma_w = \frac{M_{d\,max}}{W} \tag{5-5-20}$$

式中 W——纵梁在计算断面处的弯曲截面系数，对于槽形断面的纵梁

$$W = \frac{(h+6b)th}{6} \tag{5-5-21}$$

式中 h——槽形断面的腹板高；

b——翼缘宽；

t——梁断面的厚度。

当车架纵梁承受的是均匀分布的载荷（见图 5-5-14）时，车架强度的简化计算可按下述进行，但需作一定假设。即认为纵梁为支承在前、后轴上的简支梁；空车时簧上负荷 G_s（对 4×2 货车可取 $G_s = 2m_0g/3$，m_0 为汽车整备质量）均布在左、右纵梁的全长上，满载时有效载荷 G_e 则均布在车箱长度范围内的纵梁上；忽略不计局部扭矩的影响。

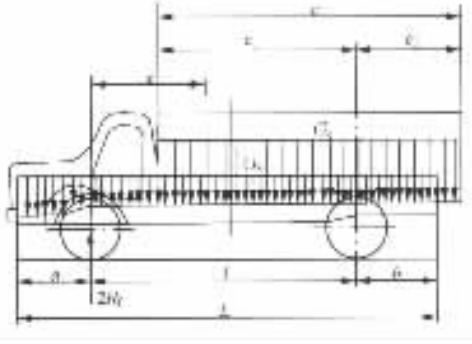


图 5-5-14 货车车架上均布载荷的分布情况

在图 5-5-14 中，R_f 为一根纵梁的前支承反力，由该图可求得：

$$R_f = \frac{1}{4l}[G_s(L-2b) + G_e(c-2c_2)] \tag{5-5-21'}$$

在驾驶室的长度范围内这一段纵梁的弯矩为

$$M_x = R_f x - \frac{G_s}{4L}(x+a)^2 \tag{5-5-22}$$

驾驶室后端至后轴这一段纵梁的弯矩为：

$$M'_x = R_f x - \frac{G_s}{4L}(x+a)^2 - \frac{G_e}{4c}[c_1 - (l-x)]^2 \tag{5-5-23}$$

显然，最大弯矩就发生在这一段梁内。可用对上式中的弯矩 $M'_x = f(x)$ 求导数并令其为零的方法求出最大弯矩发生的位置 x，即

$$\frac{dM'_x}{dx} = R_f - \frac{G_s}{2L}(x+a) - \frac{G_e}{2c}(x-l+c_1) = 0$$

由此求得：

$$x = \left[2R_f - \frac{G_s \cdot a}{L} + \frac{G_e(l-c_1)}{c}\right] \Big/ \left(\frac{G_s}{L} + \frac{G_e}{c}\right) \tag{5-5-24}$$

将上式代入式（5-5-23），即可求出纵梁承受的最大弯矩 M_{max}。如果再考虑到动载荷系数 $k_d = 2.5 \sim 4.0$ 及疲劳安全系数 $n = 1.15 \sim 1.40$，并将它们代入式（5-5-19）及式（5-5-20），则可求出纵梁的最大弯曲应力。

按式（5-5-20）求得的弯曲应力不应大于纵梁材料的疲劳极限 σ_{-1}。对 16Mn 钢板，$\sigma_{-1} = 220 \sim 260$MPa。

当纵梁受力变形时，翼缘可能会受力破裂，为此可按薄板理论进行校核，由于临界弯曲应

本试读为本书 www.51zhi.com 的电子版

力为

$$\sigma_{cr} = 0.4\frac{E}{1-\mu^2}\left(\frac{t}{b}\right)^2 \leqslant 350MPa \tag{5-5-25}$$

式中　E——材料的弹性模量，对低碳钢和 16Mn 钢：$E = 2.06\times10^5$MPa；

μ——泊松比，对低碳钢和 16Mn 钢，取 $\mu = 0.290$；

t——纵梁断面的厚度；

b——纵梁槽形断面的翼缘宽度。

将 E，μ 值代入式(5－5－25)，得

$$b \leqslant 16t \tag{5-5-26}$$

为了保证整车及有关机件的正常工作，对纵梁的最大挠度应予以限制。这就要求对纵梁的弯曲刚度进行校核。如果把纵梁看成是支承跨度 l 为轴距的简支梁，根据材料力学给出的截面惯性矩为 J 的简支梁在其跨度 l 的中间承受集中载荷 P 时，挠度 f 与刚度 EJ 的关系式 $f = \frac{Pl^3}{48EJ}$ 可知，$J/l^3 = \frac{P}{48Ef}$。根据德国对各种汽车车架的实验结果表明，当轴距 l 的单位为 m，J 的单位为 cm^4 时，为使纵梁在满载时的挠度在容许值以内，则应使 $J/l^3 \geqslant 12$，或应使 $J \geqslant 12l^3$。大多数汽车的 J/l^3 值在 20～30 间，日本的一些 4t 平头载货汽车甚至达到 58.3。对车架扭转刚度 GJ 的校核，可按式(5－5－11)进行。

二、车架计算的静态有限元法

随着计算机的出现与飞速发展，车架作为一个大型复杂结构对其进行有限元分析计算已广为应用。有限元法的基本思路就是将复杂的结构视为由简单的基本的有限单元所组成，是一种离散化数值计算方法，借助于矩阵方法与计算机相结合，可以进行复杂结构的应力分析。现以常见的梯形车架为例，进行静态有限元法分析。

1. 车架的有限单元划分

车架一般多为薄壁杆件组成，可简化为若干个等直杆单元以刚性连接而成(也可按板单元简化)。简化时可根据车架受力与结构的特点，将集中力处选为各单元之间的连接点，即节点。遇有变截面梁，可简化为由若干个不同等直杆单元连成。如图 5－5－15 所示为 BJ－130 车架按等直杆单元划分的简化计算模型。共简化为 31 个等直杆单元，26 个节点。其截面尺寸及形状如表 5－5－1 及图 5－5－16 所示。

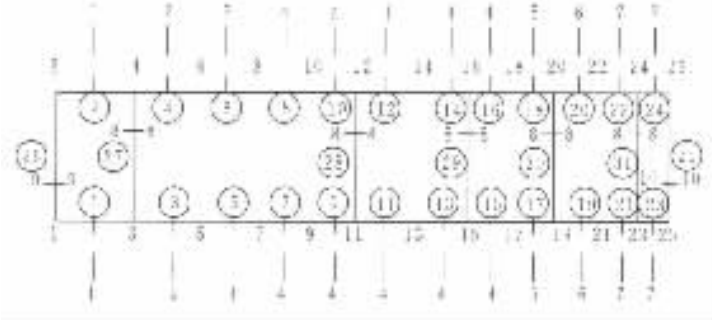


图 5－5－15　车架各单元的划分

表 5－5－1 车架各横截面尺寸 mm

横截面	1－1	2－2	3－3	4－4	5－5	6－6	7－7	8－8	9－9	10－10
$h(D)$	114.2	131.3	147.1	155.5	143.2	118.2	105.0	68.0	103.0	95.0
b	52.5							1	67.5	
d	5.0									

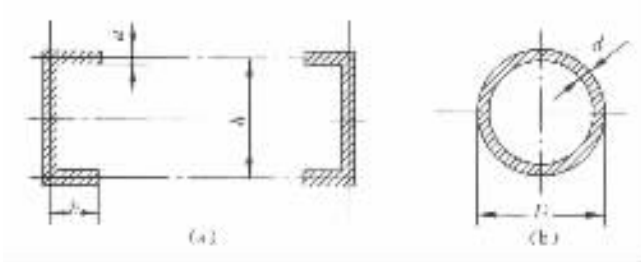


图 5－5－16 截面形状图

(a)①到㉖单元的截面；(b)㉗到㉛单元的截面

2. 车架的单元刚度矩阵(局部坐标系)

等直杆单元分析的任务就是要建立单元的节点力与节点位移的关系，亦即作单元刚度分析。

如图 5－5－17 所示，x 轴为沿杆单元的轴向，此够坐标系为每一杆单元的局部坐标系。单元上任一点的位移可用 4 个独立参量 u，v，w 和 θ 决定，u，v，w 为形心的位移，θ 为扭角。考虑到单元划分长度较短时剪切变形对横向位移的影响以及约束扭转引起的翘曲变形，杆端的广义位移有 7 个分量，如图 5－5－18 所示，可表为：

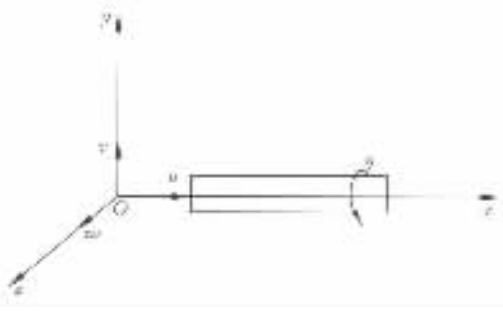


图 5－5－17 确定单元上任一点位移的独立参量

$$\{q_i^e\} = [u_i v_i w_i \theta_i \phi_i \psi_i \theta'_i]^{\mathrm{T}}$$

$$\{q_j^e\} = [u_j v_j w_j \theta_j \phi_j \psi_j \theta'_j]^{\mathrm{T}}$$

相应的广义力为：

$$\{f_i\} = [F_i Q_{iy} Q_{iz} T_i M_{iy} M_{iz} B_i]^{\mathrm{T}}$$

$$\{f_j\} = [F_j Q_{jy} Q_{jz} T_j M_{jy} M_{jz} B_j]^{\mathrm{T}}$$

其中 F 为轴向力；Q_y，Q_z 为沿 y，z 方向的剪力；T 为扭矩；M_y，M_z 为对 y，z 轴的弯矩；B 为双力矩。

考虑到汽车的运动主要发生在铅垂面内，忽略一些次要因素后，位移与力可简化为：

$$\{q^e\} = \begin{Bmatrix} q_i^e \\ q_j^e \end{Bmatrix} = [v_i \theta_i \psi_i \theta'_i v_j \theta_j \psi_j \theta'_j] \tag{5－5－27}$$

$$\{f^e\} = \begin{Bmatrix} f_i^e \\ f_j^e \end{Bmatrix} = [Q_{iy} T_i M_{iz} B_i Q_{jy} T_j M_{jz} B_j]^{\mathrm{T}} \tag{5－5－28}$$

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

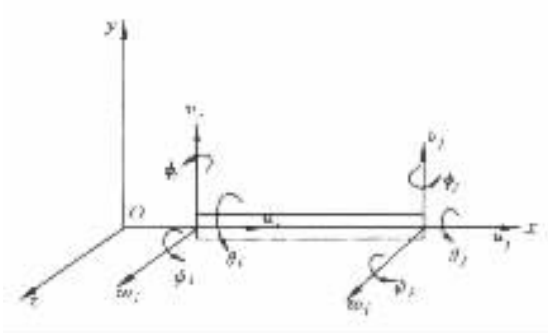


图 5－5－18　杆端的广义位移

单元力 $\{f^e\}$ 与单元位移之 19 的关系可用矩阵表示如下：

$$\begin{Bmatrix} Q_{iy} \\ T_i \\ M_{iz} \\ B_i \\ Q_{jy} \\ T_j \\ M_{jz} \\ B_j \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} \cdots k_{18} \\ k_{21} & k_{22} \cdots k_{28} \\ \cdots & \\ & \\ & \\ & \\ & \\ k_{81} & k_{82} \cdots k_{88} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} v_i \\ \theta_i \\ \psi_i \\ \theta'_i \\ v_j \\ \theta_j \\ \psi_j \\ \theta'_j \end{Bmatrix} \tag{5－5－29}$$

或写为

$$\{f^e\} = [k^e]\ \{q^e\} \tag{5－5－30}$$

其中 $[k^e]$ 称单元刚度矩阵。矩阵中的任一元素 k_{lm} 代表第 m 个单位广义位移对第 l 个广义力产生的部分值。由于 $k_{lm} = k_{ml}$，所以 $[k^e]$ 为对称矩阵。又在小位移的假设条件下，可略去弯曲与扭转的耦合项，则有 $k_{21}, k_{41}, k_{61}, k_{81}, k_{32}, k_{52}, k_{72}, k_{43}, k_{63}, k_{83}, k_{54}, k_{74}, k_{65}, k_{85}, k_{76}, k_{87}$ 均为零。其余各项非零元素，可用静力平衡方程导出的位移插值函数在单元内对应力应变的势能的积分求得，其表达式（计算过程从略）为

$$k_{11} = k_{55} = 12EJ_z/[(1+\phi_s)l^3]$$

$$k_{22} = k_{66} = GJ_kR\sinh(s)/P$$

$$k_{33} = k_{77} = (4+\phi_s)EJ_z/[(1+\phi_s)l]$$

$$k_{44} = k_{88} = GJ_k[s \times \cosh(s) - \sinh(s)]/(P \times R)$$

$$k_{31} = 6EJ_z/[(1+\phi_s)l^2]$$

$$k_{42} = GJ_k[\cosh(s) - 1]/P$$

$$k_{51} = -12EJ_z/[(1+\phi_s)l^3]$$

$$k_{53} = -6EJ_z/[(1+\phi_s)l^2]$$

$$k_{62} = -GJ_kR\sinh(s)/P$$

$$k_{64} = -GJ_k[\cosh(s) - 1]/P$$

$$k_{71} = 6EJ_z/[(1+\phi_s)l^2]$$

$$k_{73} = (2-\phi_s)EJ_z/[(1+\phi_s)l]$$

$$k_{75} = 6EJ_z/[(1+\phi_s)l^2]$$
$$k_{82} = GJ_k[\cosh(s)-1]/P$$
$$k_{84} = GJ_k[\sinh(s)-s]/(P\times R)$$
$$k_{86} = -GJ_k[\cosh(s)-1]/P$$

式中 J_z——对 z 轴的抗弯惯性矩；

J_k——抗扭惯性矩；

ϕ_s——$12EJ_z/(GF_{sy}l^2)$；

E——拉压弹性模量；

G——剪切弹性模量；

F_{sy}——抗剪力(y 向)有效截面积；

l——单元杆长度；

$R=\sqrt{GJ_k/EJ_\omega}$；

J_ω——扇性惯性矩；

$s=Rl$：

$P=2(1-\cosh(s))+s\sinh(s)$。

3. 车架的单元刚度矩阵(整体坐标系)

在局部坐标系中分析一个单元的力与位移关系是很方便的。但因结构中杆件各单元的方向不尽相同，在对整体结构求解时，则需于共同的坐标系中进行计算。这一共同坐标系通称为整体坐标系或称结构坐标系。为此要进行位移与力的坐标转换。

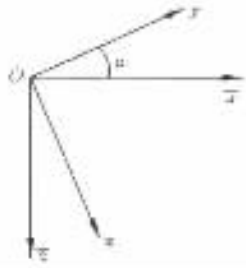


图 5-5-19 局部与整体坐标系之间关系

如图 5-5-19 所示，设车架的整体坐标系 $\bar{x}$，$\bar{y}$，$\bar{z}$ 中的 $\bar{y}$ 轴铅垂向上，它与局部坐标系 x、y、z 中的 y 轴重合，当 $\bar{x}$ 与 x 间夹角为 α 时，其广义力有如下关系：

$$Q_{iy} = \bar{Q}_{iy}$$
$$T_i = \bar{T}_i\cos\alpha - \bar{M}_{iz}\sin\alpha$$
$$M_{iz} = \bar{T}_i\sin\alpha + M_{iz}\cos\alpha$$
$$B_i = \bar{B}_i$$
$$Q_{jy} = \bar{Q}_{jy}$$
$$T_j = \bar{T}_j\cos\alpha - \bar{M}_{jz}\sin\alpha$$
$$M_{jz} = \bar{T}_j\sin\alpha + \bar{M}_{jz}\cos\alpha$$
$$B_j = \bar{B}_j$$

如用矩阵表示其间的转换关系，可写为

$$\{f^e\} = [T]\,[\bar{f}^e] \tag{5-5-31}$$

其中

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

$$[T]=\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & & & & \\ 0 & \cos\alpha & -\sin\alpha & 0 & & & 0 & \\ 0 & \sin\alpha & \cos\alpha & 0 & & & & \\ 0 & 0 & 0 & 1 & & & & \\ & & & & 1 & 0 & 0 & 0 \\ & & & & 0 & \cos\alpha & -\sin\alpha & 0 \\ & 0 & & & & & & \\ & & & & 0 & \sin\alpha & \cos\alpha & 0 \\ & & & & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{5-5-32}$$

同理可得，两坐标系间的的广义位移为

$$\{q^e\}=[T]\ \{\bar{q}^e\} \tag{5-5-33}$$

将式(5－5－31)和式(5－5－33)代入式(5－5－30)后得

$$\{T\}\ \{f^e\}=[k^e][T]\ \{\bar{q}^e\}$$

等式两边左乘以$[T]^{-1}$后得

$$\{f^e\}=[T]^{-1}[k^e][T]\ \{\bar{q}^e\}$$

又因$[T]^{-1}=[T]^{\mathrm{T}}$，所以

$$\{f^e\}=[T]^{T}[k^e][T]\ \{\bar{q}^e\}$$

此式给出在整体坐标系中单元力与单元位移的关系。如令

$$[\bar{k}^e]=[T]^{\mathrm{T}}[k^e][T] \tag{5-5-34}$$

则有

$$\{\bar{f}^e\}=[\bar{k}^e]\ \{\bar{q}^e\} \tag{5-5-35}$$

式(5－5－34)给出整体坐标系中单元刚度矩阵与局部坐标系中单元刚度矩阵的关系。据此可由已知的$[k^e]$计算$[\bar{k}^e]$。式(5－5－35)给出了整体坐标系中与广义位移的基本关系。

4. 车架的整体刚度矩阵

如车架有 m 个单元 n 个节点，在整体分析中可将 m 个式(5－5－35)联立得

$$\begin{Bmatrix} \bar{f}_1^e \\ \bar{f}_2^e \\ \cdots \\ \bar{f}_m^e \end{Bmatrix}=\begin{bmatrix} \bar{k}_1^e & & & \\ & \bar{k}_2^e & & \\ & & \ddots & \\ & & & \bar{k}_m^e \end{bmatrix}\begin{Bmatrix} \bar{q}_1^e \\ \bar{q}_2^e \\ \cdots \\ \bar{q}_m^e \end{Bmatrix}$$

或简写为

$$\{\bar{F}^e\}=[\bar{K}^e]\ \{\bar{Q}^e\} \tag{5-5-36}$$

此式给出整个车架单元间内力与位移之间的关系。

车架有 n 个节点，整个车架的节点位移可表示为

$$\{\bar{Q}\}=\begin{Bmatrix} \bar{q}_1 \\ \bar{q}_2 \\ \cdots \\ \bar{q}_n \end{Bmatrix} \tag{5-5-37}$$

为了说明整个车架的单元位移 $\{\bar{Q}^e\}$ 与节点位移 $\{\bar{Q}\}$ 之间的区别与联系，以图 5－5－15 中的 1，2，3 节点与①，㉖单元为例，它们之间的广义位移关系可用矩阵表示如下：

$$
\begin{Bmatrix} \bar{q}_{26}^{e} \\ \\ \bar{q}_{1}^{e} \end{Bmatrix}
=
\begin{Bmatrix}
\bar{v}_1 \\ \bar{\theta}_1 \\ \bar{\psi}_1 \\ \bar{\theta}'_1 \\ \bar{v}_2 \\ \bar{\theta}_2 \\ \bar{\psi}_2 \\ \bar{\theta}'_2 \\ \bar{v}_1 \\ \bar{\theta}_1 \\ \bar{\psi}_1 \\ \bar{\theta}'_1 \\ \bar{v}_3 \\ \bar{\theta}_3 \\ \bar{\psi}_3 \\ \bar{\theta}'_3
\end{Bmatrix}
=
\begin{bmatrix}
1 & & & & & & & & & & & & & & & \\
 & 1 & & & & & & & & & & & & & & \\
 & & 1 & & & & & & & & & & & & & \\
 & & & 1 & & & & & & & & & & & & \\
 & & & & 1 & & & & & & & & & & & \\
 & & & & & 1 & & & & & & & & & & \\
 & & & & & & 1 & & & & & & & & & \\
 & & & & & & & 1 & & & & & & & & \\
1 & & & & & & & & & & & & & & & \\
 & 1 & & & & & & & & & & & & & & \\
 & & 1 & & & & & & & & & & & & & \\
 & & & 1 & & & & & & & & & & & & \\
 & & & & & & & & 1 & & & & & & & \\
 & & & & & & & & & 1 & & & & & & \\
 & & & & & & & & & & 1 & & & & & \\
 & & & & & & & & & & & 1 & & & & \\
 & & & & & & & & & & & & 1 & & & \\
 & & & & & & & & & & & & & 1 & & \\
 & & & & & & & & & & & & & & 1 & \\
 & & & & & & & & & & & & & & & 1
\end{bmatrix}
\begin{Bmatrix}
\bar{v}_1 \\ \bar{\theta}_1 \\ \bar{\psi}_1 \\ \bar{\theta}'_1 \\ \bar{v}_2 \\ \bar{\theta}_2 \\ \bar{\psi}_2 \\ \bar{\theta}'_2 \\ \bar{v}_3 \\ \bar{\theta}_3 \\ \bar{\psi}_3 \\ \bar{\theta}'_3
\end{Bmatrix}
$$

对整个车架而言，则有：

$$\{\bar{Q}^e\} = [N]\{\bar{Q}\} \tag{5-5-38}$$

式中$[N]$为 $8m \times 4n$ 的矩阵。

静态有限元位移法的解决问题思路是根据已知的外力确定结构各节点的位移 $\{\bar{Q}\}$ 后，再进行坐标变换确定各单元位移 $\{q^e\}$，进而由单元刚度矩阵计算单元内力 $\{f^e\}$，由内力再求应力就比较容易了。为了完成此思路，要求建立各节点外力与节点位移的关系。

应用虚位移原理：车架结构的外力所作虚功之和等于结构变形能的变化。设作用于车架结构各节点的外力为

$$\{\bar{P}\} = \begin{Bmatrix} \bar{p}_1 \\ \bar{p}_2 \\ \cdots \\ \bar{p}_n \end{Bmatrix} \tag{5-5-39}$$

则外力的虚功之和为

$$\delta W = \sum_{i=1}^{n} \{\delta \bar{q}_i\}^{\mathrm{T}} \cdot \bar{p}_i = \{\delta \bar{Q}\}^{\mathrm{T}} \cdot \{\bar{P}\} \tag{5-5-40}$$

而车架结构的变形能增量等于各单元内力在相应的虚位移上所作虚功之和。即：

$$\delta V = \sum_{i=1}^{m} (\delta \bar{q}_i^e)^{\mathrm{T}} \cdot \bar{f}_i^e = \{\delta \bar{Q}^e\}^{\mathrm{T}} \cdot \{\bar{F}^e\} \tag{5-5-41}$$

由虚位移原理：$\delta W = \delta V$，将式(5-5-40)与式(5-5-41)代入此式后得

$$\{\delta \bar{Q}\}^{\mathrm{T}} \cdot \{\bar{P}\} = \{\delta \bar{Q}^e\}^{\mathrm{T}} \cdot \{\bar{F}^e\}$$

考虑到式(5-5-38)及式(5-5-36)，上式可改写为

本作品为字网 www.zzzk.com 免费下载

$$\{\delta \overline{Q}\}^{\mathrm{T}} \cdot \{\overline{P}\} = \{\delta \overline{Q}\}^{\mathrm{T}}[N]^{\mathrm{T}}[\overline{K^e}][N][\overline{Q}]$$

又因 $\{\delta \overline{Q}\} \neq 0$，可得

$$\{\overline{P}\} = [N]^{\mathrm{T}}[\overline{K^e}][N]\{\overline{Q}\}$$

令

$$[\overline{K}] = [N]^{\mathrm{T}}[\overline{K^e}][N] \tag{5-5-42}$$

可得

$$\{\overline{P}\} = [\overline{K}]\{\overline{Q}\} \tag{5-5-43}$$

$[\overline{K}]$ 即为整体坐标系中车架的整体刚度矩阵。

式(5-5-43)就是应用虚位移原理建立的车架所受外力 $\{\overline{P}\}$ 与节点位移 $\{\overline{Q}\}$ 的矩阵关系式。

应用式(5-5-43)解决问题时，需建立 $[\overline{K}]$；用式(5-5-42)求 $[\overline{K}]$ 并不方便，这是因为 $[N]$ 很大，占计算机内存较大，一般直接用编号入坐的通用程序形成整体刚度矩阵 $[\overline{K}]$。

5. 约束条件的引入

车架在已知平衡外力 $\{\overline{P}\}$ 作用下，如果结构没有约束存在，则式(5-5-43)表示为一自由结构处于随遇平衡状态，位移 $\{\overline{Q}\}$ 是无法确定的。

实际进行车架静态计算时，需视实际工况设定车架的支承点，这将排除车架作刚体自由运动的可能。此时应用式(5-5-43)可以计算该工况下车架各节点的位移 $\{\overline{Q}\}$。

如何在式(5-5-43)中引入支承点的约束条件？以图 5-5-15 中的任一节点 i 作为支点为例，可令矩阵 $\{\overline{K}\}$ 中的 $(4i-3)$ 行 $(4i-3)$ 列的主对角线元素等于 1，该行列的其他元素均取零值，并令 $\{\overline{P}\}$ 中的第 $\overline{p}_{4i-3}=0$ 即可。例如我们取节点 3 $(i-3)$，则式(5-5-43)中的第 9 个方程为 $1 \times v_3 = 0$，此结果恰是节点 3 为支点的约束条件。

根据车架不同的外载 $\{\overline{P}\}$ 与不同的约束条件的引入，可方便地计算车架不同工况下的位移(如弯、扭、或弯扭联合工况等)。

6. 单元内力及单元应力的计算

引入约束条件后，在已知外载 $\{\overline{P}\}$ 的条件下可由式(5-5-43)求得 $\{\overline{Q}\}$ 后，再用式(5-5-33)进行坐标变换，求得各相应单元位移 $\{q^e\}$，再根据式(5-5-30)求得相应单元内力 $\{f^e\}$。最后由内力与应力的关系式计算出截面的应力。其中在车架强度中起主要作用的正应力为：

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2 = \frac{M_z y}{J_z} + \frac{B\omega}{J_\omega} \tag{5-5-44}$$

式中 ω 为扇性坐标，M_z 与 B 均可从 $\{f^e\}$ 中得到。

三、车架计算的动态有限元法

汽车是一种运动的机械，其大多数零部件的破损显然是由动荷疲劳引起的。车架通常用前一节所述的静强度乘以几倍的动载系数进行动强度设计的方法有待改进。

由于汽车运动具有随机振动的特点，车架是受随机载荷的作用，这给车架动应力的计算带来一定的困难。由于这些随机载荷源于不平地面对车轮的随机激励，而地面不平度的统计特性近年来已早有研究，即路面谱的研究。又，复杂结构系统的模态分析方法也广为应用。在前人这些工作的基础上，国内已进行了车架动应力响应的计算与研究。

车架动态有限元法的基本思路是根据已知的路面谱输入，计算路面激励对车架的传递函数，进而计算车架各节点动应力响应的均方根值。为此首先将汽车分为若干个子结构，如车

架、货厢、驾驶室、发动机、前后桥等子结构。其后对其中的某些子结构进行模态分析，在此基础上，整车进行模态综合为一多自由度动力学模型，求其传递函数后再计算变形与动应力。

1. 车架的质量矩阵与模态分析

动态有限元与静态有限元的最大区别就在于它计及质量的影响，所以在车架模态分析之前，需先进行车架质量矩阵的计算，它是模态分析的基础。

与单元刚度矩阵相似，质量矩阵也是对称矩阵，在计算其动能积分过程中求得质量矩阵中的非零元素，其表达式为（计算过程从略，式中有些符号是延续单元刚度矩阵所用的符号）：

$$m_{11} = m_{55} = Q\left(\frac{13}{35} + 0.7\phi_s + \frac{\phi_s^2}{3} + \frac{6J_z}{5Fl^2}\right)$$

其中 $\phi_s = 12EJ_z/(GF_{sy}l^2)$ （F_{sy} 为垂直方向有效抗剪截面积）

$Q = \rho Fl/(l + \phi_s)^2$ （ρ 为材料密度，F 为截面面积）

$m_{22} = m_{66} = A[(AA_1) \times A_2^2 + (BB_1) \times C^2 + 2(AB_1) \times A_2 \times C]$

其中

$A = \rho J_p/(2RP^2)$

$J_p = J_y + J_z + Fz^2$ （z 为截面形心至弯曲中心的距离）

$A_1 = -2B_2$

$B_2 = s - \sinh(s)$

$A_2 = \cosh(s) - 1$

$BB_1 = (2s^3/3) + \sinh(s)[\cosh(s) + 4] - s[1 + 4\cosh(s)]$

$C = \sinh(s)$

$B_1 = s^2 - 2A_2$

$$m_{33} = m_{77} = Q\left[\left(\frac{1}{105} + \frac{\phi_s}{60} + \frac{\phi_s^2}{120}\right)l^2 + \frac{J_z}{F}\left(\frac{2}{15} + \frac{\phi_s}{6} + \frac{\phi_s^2}{3}\right)\right]$$

$$m_{44} = m_{88} = \frac{A}{R^2}[(AA_1) \times B_2^2 + (BB_1) \times A_2^2 - 2(AB_1) \times A_2 \times B_2]$$

$$m_{31} = Q\left[\left(\frac{11}{210} + \frac{11\phi_s}{120} + \frac{\phi_s^2}{24}\right)l + \left(\frac{J_z}{Fl}\right)(0.1 - 0.5\phi_s)\right]$$

$$m_{42} = \frac{A}{R}\{A_2[(AB_1) \times A_2 + (BB_1) \times C] - B_2[A_2 \times (AA_1) + C \times (AB_1)]\}$$

$$m_{51} = Q\left(\frac{9}{70} + 0.3\phi_s + \frac{\phi_s^2}{6} - \frac{6J_z}{5Fl^2}\right)$$

$$m_{53} = Q\left[\left(\frac{13}{420} + \frac{3\phi_s}{40} + \frac{\phi_s^2}{24}\right)l - \left(\frac{J_z}{Fl}\right) \times (0.1 - 0.5\phi_s)\right]$$

$$m_{62} = -A[(AA_1) \times A_2^2 + (BB_1) \times C^2 + 2(AB_1) \times A_2 \times C] + A \times P[A_2 \times A_1 + C \times B_1]$$

$$m_{64} = \frac{A}{R}\{A_2[P \times (AC_1) - D \times (AA_1) - A_2 \times (AB_1)] + C[P \times (BC_1) - D \times (AB_1) - A_2 \times (BB_1)]\}$$

其中 $C_1 = \sinh(s)/s$

$D = s\cosh(s) - \sinh(s)$

$$m_{71} = -Q\left[\left(\frac{13}{420} + \frac{3\phi_s}{40} + \frac{\phi_s^2}{24}\right)l - \left(\frac{J_z}{Fl}\right) \times (0.1 - 0.5\phi_s)\right]$$

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

$$m_{73} = -Q\left[\left(\frac{1}{140}+\frac{\phi_s}{60}+\frac{\phi_s^2}{120}\right)l^2+\left(\frac{1}{30}+\frac{\phi_s}{6}-\frac{\phi_s^2}{6}\right)\frac{J_z}{F}\right]$$

$$m_{82} = -\frac{A}{R}\{A_2[P\times(AC_1)-D\times(AA_1)-A_2\times(AB_1)]+C[P\times(BC_1)-D\times(AB_1)-A_2\times(BB_1)]\}$$

$$m_{84} = \frac{A}{R^2}\{B_2[P\times(AC_1)-D\times(AA_1)-A_2\times(AB_1)]-A_2[P\times(BC_1)-D\times(AB_1)-A_2\times(BB_1)]\}$$

$$m_{86} = -\frac{A}{R}\{A_2[(AB_1)\times A_2+(BB_1)\times C]-B_2[A_2\times(AA_1)+C\times(AB_1)]\}$$

有了以上局部坐标系的单元质量矩阵$[m^e]$后，其整体坐标系的单元质量矩阵为

$$[\overline{m^e}] = [T]^T[m^e][T] \tag{5-5-45}$$

$[\overline{m^e}]$一般用编号入坐自动形成车架整体质量矩阵，以$[\overline{M}]$表示之。

有了车架整体质量矩阵$[\overline{M}]$及前一节的车架整体刚度矩阵$[\overline{K}]$后，根据振动理论，可以建立无阻尼的车架自由振动微分方程为

$$[\overline{M}][\ddot{\overline{Q}}]+[\overline{K}]\{\overline{Q}\}=0 \tag{5-5-46}$$

微分方程的解可表为：

$$\{\overline{Q}\} = \{\overline{Q_0}\}\sin\omega t \tag{5-5-47}$$

将式(5-5-47)代入式(5-5-46)，得

$$([\overline{K}]-\omega^2[\overline{M}])\{\overline{Q_0}\}=0$$

其特征行列式：

$$\det([\overline{K}]-\omega^2[\overline{M}])=0 \tag{5-5-48}$$

可用子空间迭代法求解上式，得到车架自由界面下的前几阶模态，以 BJ—130 汽车车架为例，计算其前 6 阶固有频率和主振型，并进行了相应的模态实验。计算与实验结果见图 5-5-20。

从实验可知，计算值是可信的，这说明车架的单元划分、薄壁杆件的简化理论和质量矩阵、刚度矩阵的形成都是可信的。

2. 汽车整车的简化模型及传递函数

以载货汽车为例 整车可简化为车架、货厢、驾驶室、发动机和前后桥 6 个子结构，其中 5 个子结构简化为均以弹性元件与阻尼器分别与车架连接。货厢与车架间简化为用 25 个相同的弹簧及阻尼器相连接，驾驶室与发动机简化为用 4 个弹簧与阻尼器与车架连接。如图 5-5-21 所示。

汽车车架及货厢强度损伤主要由汽车自身的垂直振动引起的。所以车架及货厢的广义位移除引起垂直运动的 3 个刚体型广义位移外，还有弹性变形所产生的垂直广义位移。3 个刚体型广义位移是质心的垂直位移和绕 x、z 轴的转角，弹性位移可取若干个低阶垂直方向的主振动叠加而成。以计算 BJ—130 为例，选 6 阶(当然可以选更多些)，因而车架与货厢各有 9 个自由度，其他子结构都假定只有刚体型的广义位移，则整车的广义坐标表为

车架　$\{S_1\}^T=[s_{11},s_{12},\cdots,s_{19}]$

货厢　$\{S_2\}^T=[s_{21},s_{22},\cdots,s_{29}]$

其中前 3 个是刚体型的，后 6 个是它们垂直方向自由振动时的主坐标。

前桥　$\{S_3\}^T=[s_{31},s_{32}]$

后桥　$\{S_4\}^T=[s_{41},s_{42}]$

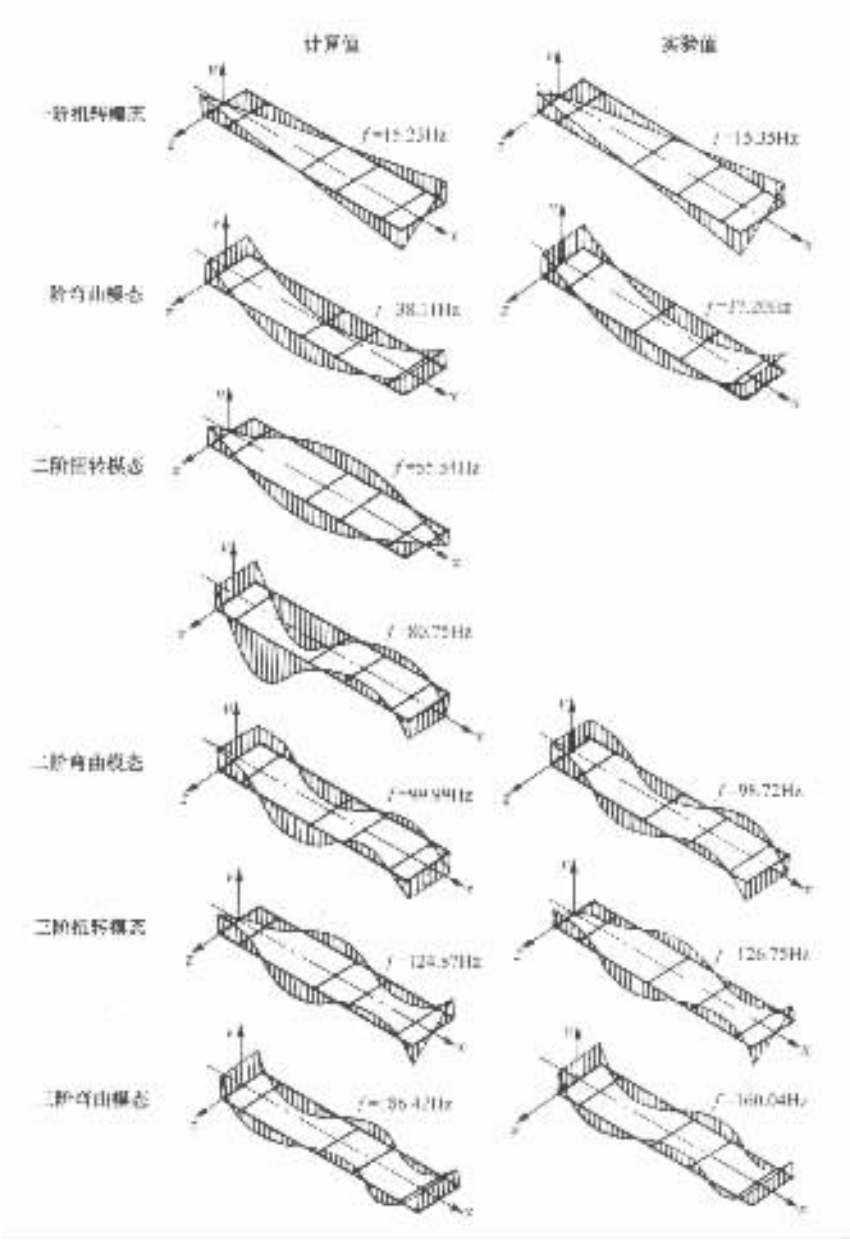


图 5－5－20 车架模态计算值与实验值比较

为方便计，$\{S_3\}^T$ 与 $\{S_4\}^T$ 代表桥在车轮中心处的垂直位移，它与桥的质心垂直位移 V_i 及绕 x 轴的转角 θ_i 有如下的关系，即

$$\begin{Bmatrix} v_i \\ \theta_i \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1/2 & 1/2 \\ -1/B_i & +1/B_i \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} s_{i1} \\ s_{i2} \end{Bmatrix}$$

式中 B_i 为轮距。

发动机 $\{S_5\}^T = [s_{51}, s_{52}, s_{53}]$

驾驶室 $\{S_6\}^T = [s_{61}, s_{62}, s_{63}]$

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

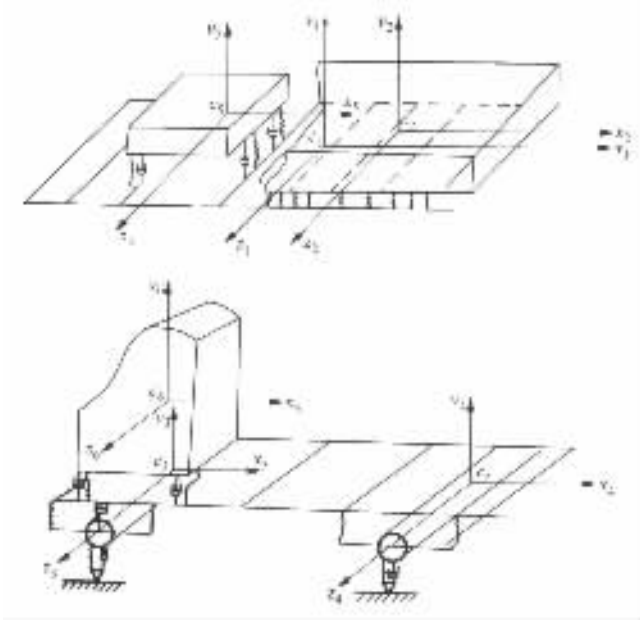


图 5－5－21　整车的简化模型

这样，整车共有 28 个自由度。

建立外激励力与车架之间的传递函数是解决车架动应力问题的重要环节。与静态有限元法相似，要建立外力与车架节点应力关系都要依据力学的原理或定理，所不同的现在是求动应力，因而不是虚位移原理，而是反映有质量影响在内的运动与力的关系的原理或定理。这是静态有限元法与动态有限元法最大区别之所在。现在选用拉格朗日方程是比较合适的。为此要列出整车系统的动能 T、势能 U 和耗散函数 D 如下：

系统的动能：

$$T = \frac{1}{2}\{\dot{S}\}^{\mathrm{T}}[\overline{M}]\{\dot{S}\} \tag{5-5-49}$$

式中　$\{\dot{S}\}^{\mathrm{T}} = [\dot{S}_1, \dot{S}_2, \dot{S}_3, \dot{S}_4, \dot{S}_5, \dot{S}_6]$

式中 $[\overline{M}]$ 为系统的广义质量矩阵：

$$[\overline{M}] = \begin{bmatrix} [\overline{M}_1] & & & & \\ & [\overline{M}_2] & & & \\ & & [\overline{M}_{3,4}] & & \\ & & & [\overline{M}_5] & \\ & & & & [\overline{M}_6] \end{bmatrix}$$

其中

$$[\overline{M}_{3,4}]=\begin{bmatrix}\frac{1}{2} & \frac{1}{2} & 0 & 0\\ -\frac{1}{B_3} & \frac{1}{B_3} & 0 & 0\\ 0 & 0 & \frac{1}{2} & \frac{1}{2}\\ 0 & 0 & -\frac{1}{B_4} & \frac{1}{B_4}\end{bmatrix}^{\mathrm{T}}\begin{bmatrix}M_3 & & & \\ & I_{3x} & & \\ & & M_4 & \\ & & & I_{4x}\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\frac{1}{2} & \frac{1}{2} & 0 & 0\\ -1/B_3 & 1/B_3 & 0 & 0\\ 0 & 0 & \frac{1}{2} & \frac{1}{2}\\ 0 & 0 & -1/B_4 & 1/B_4\end{bmatrix}$$

$[\overline{M}_1]$，$[\overline{M}_2]$，…，$[\overline{M}_6]$为对角矩阵，其中对应的刚体型广义质量为各子结构的质量及其对过质心的惯性主轴 x，x 的转动惯量 I_x，I_x。如图 5－5－22 所示。这些值可由实验测定。对应的弹性模态的广义质量由车架及货厢的模态分析计算得到。

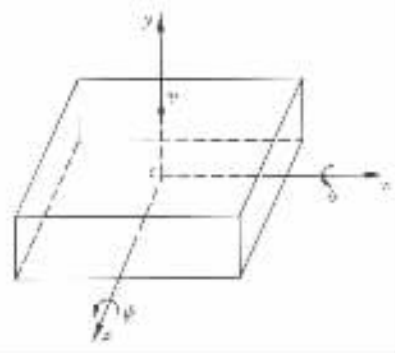


图 5－5－22 刚体型广义位移与惯性主轴

系统的势能：

$$U=\frac{1}{2}\{S\}^{\mathrm{T}}\{K_p\}\{S\}+\frac{1}{2}\{V-V'\}^{\mathrm{T}}[K]\{V-V'\} \tag{5-5-50}$$

式中第一部分表示子结构的弹性变形势能。$[K_p]$是相应模态的广义刚度所组成的对角矩阵，其中弹性模态的广义刚度由车架及货厢的模态分析计算得到，刚体模态的广义刚度置零。第二部分是各子结构间连接弹簧的变形势能，其中 V 代表车架上各连接点的垂直位移，V' 为与车架连接的其他子结构上各相应连接点的垂直位移。$[K]$是由连接弹簧刚度所组成的对角矩阵，其每一元素的值由实验给出。V 与 V' 可表为

$$V=[\phi]\{S_1\} \tag{5-5-51}$$

$$V'=\begin{bmatrix}\phi_2 & & & & \\ & \phi_3 & & & \\ & & \phi_4 & & \\ & & & \phi_5 & \\ & & & & \phi_6\end{bmatrix}\begin{Bmatrix}S_2\\ S_3\\ S_4\\ S_5\\ S_6\end{Bmatrix}=[\phi']\begin{Bmatrix}S_2\\ S_3\\ S_4\\ S_5\\ S_6\end{Bmatrix} \tag{5-5-52}$$

其中$[\phi]$与$[\phi']$为相应的模态矩阵。

将式(5－5－51)与式(5－5－52)代入式(5－5－50)，运算后得

$$U=\frac{1}{2}\{S\}^{\mathrm{T}}[K_p]\{S\}+\frac{1}{2}\{S\}^{\mathrm{T}}[K_1]\{S\} \tag{5-5-53}$$

其中 $[K_1]=[\Phi]^{\mathrm{T}}[K][\Phi]$ (5－5－54)

$[\Phi]=[[\phi]\cdots-[\phi']]$ (5－5－55)

系统的耗散函数为

$$D=\frac{1}{2}\{\dot{S}\}^{\mathrm{T}}[C_p]\{\dot{S}\}+\frac{1}{2}\{\dot{V}-\dot{V}'\}^{\mathrm{T}}[C]\{\dot{V}-\dot{V}'\} \tag{5-5-56}$$

式中$[C_p]$为各子结构的广义阻尼系数所组成的对角矩阵，其中对应于刚体型的阻尼系数置零，对应于弹性模态的广义阻尼系数由车架的模态实验决定。$[C]$为各子结构间连接阻尼器的阻尼系数，它是对角矩阵。每一元素的值由实验测定(例如由偏频实验可测定减震器及板簧

本作品为本人 www.zhiyuan.com 免费下载

的总阻尼系数)，将式(5－5－51)及式(5－5－52)代入式(5－5－56)，得

$$D=\frac{1}{2}\{\dot{S}\}^{\mathrm{T}}[C_p]\{\dot{S}\}+\frac{1}{2}\{\dot{S}\}^{\mathrm{T}}[C_1]\{\dot{S}\} \tag{5-5-57}$$

其中

$$[C_1]=[\Phi]^{\mathrm{T}}[C][\Phi]$$

系统的广义力：

作用于 4 个车轮的支承外力，其每个力的大小与轮胎的变形成正比。为了确定对应于广义坐标 s_{31}的广义力 Q'_{31}，给 s_{31}一变分，则

$$Q'_{31}\cdot\delta s_{31}=[K_{T1}(V_{1F}-s_{31})+C_{T1}(\dot{V}_{1F}-\dot{s}_{31})]\delta s_{31}$$

则

$$Q'_{31}=K_{T1}(V_{1F}-s_{31})+C_{T1}(\dot{V}_{1F}-\dot{s}_{31})$$

式中，K_{T1}为前轮胎的刚度，V_{1F}为前轮与路面接触点的垂直位移，C_{T1}为前轮胎的阻尼系数。为方便计，将 s_{31}及 $\dot{s}_{31}$的项分别并入势能 U 及耗散函数 D 中，则所剩的广义力项为

$$Q_{31}=K_{T1}V_{1F}+C_{T1}\dot{V}_{1F} \tag{5-5-58}$$

同理可求其他各轮的广义力。而相应的势能补充项 U^* 及耗散函数补充项 D^* 为

$$U^*=\frac{1}{2}\{S\}^{\mathrm{T}}[K^*]\{S\}$$

$$D^*=\frac{1}{2}\{\dot{S}\}^{\mathrm{T}}[C^*]\{\dot{S}\}$$

其中：

$$[K^*]=\begin{bmatrix}\left.\begin{matrix}0&&\\&\ddots&\\&&0\end{matrix}\right\}18&&&&&&\\&K_{T1}&&&&&\\&&K_{T1}&&&&\\&&&K_{T2}&&&\\&&&&K_{T2}&&\\&&&&&0&\\&&&&&&\left.\begin{matrix}\ddots&\\&0\end{matrix}\right\}6\end{bmatrix}$$

$$[C^*]=\begin{bmatrix}\left.\begin{matrix}0&&\\&\ddots&\\&&0\end{matrix}\right\}18&&&&&&\\&C_{T1}&&&&&\\&&C_{T1}&&&&\\&&&C_{T2}&&&\\&&&&C_{T2}&&\\&&&&&0&\\&&&&&&\left.\begin{matrix}\ddots&\\&0\end{matrix}\right\}6\end{bmatrix}$$

最后得到修改后的势能 U 及耗散函数 D 为：

$$U=\frac{1}{2}\{S\}^{T}[\overline{T}]\{S\} \tag{5-5-59}$$

$$D=\frac{1}{2}\{\dot{S}\}^{T}[\overline{C}]\{\dot{S}\} \tag{5-5-60}$$

式中

$$[\overline{K}]=[K_p]+[K_1][K^*]$$
$$[\overline{C}]=[C_p]+[C_1][C^*]$$

根据拉格朗日方程

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\left[\frac{\partial L}{\partial \dot{s}_j}\right]-\frac{\partial L}{\partial s_j}+\frac{\partial D}{\partial \dot{s}_j}=Q_j \tag{5-5-61}$$

式中 $L=T-U$，将式(5-5-49)，式(5-5-59)，式(5-5-60)代入式(5-5-61)后得

$$[\overline{M}]\{\ddot{S}\}+[\overline{C}]\{\dot{S}\}+[\overline{K}]\{S\}=\{f\} \tag{5-5-62}$$

式中

$$[f]^{T}=[\overbrace{0,\cdots,0}^{18},Q_{31},Q_{32},Q_{41},Q_{42},\overbrace{0,\cdots,0}^{6}] \tag{5-5-63}$$

为方便计可令

$$\{S_1\}^{T}=[s_1\ s_2\cdots s_9]$$
$$\{S_2\}^{T}=[s_{10}\ s_{11}\cdots s_{18}]$$
$$\{S_3\}^{T}=[s_{19}\ s_{20}]$$
$$\{S_4\}^{T}=[s_{21}\ s_{22}]$$
$$\{S_5\}^{T}=[s_{23}\ s_{24}\ s_{25}]$$
$$\{S_6\}^{T}=[s_{26}\ s_{27}\ s_{28}]$$

当任一轮有输入 $V_{kF}=Z_k\mathrm{e}^{\mathrm{i}\omega t}$，其他各轮无输入时，可令

$$S_{jk}=H_{jk}(\omega)Z_k\mathrm{e}^{\mathrm{i}\omega t} \tag{5-5-64}$$

式中 $H_{jk}(\omega)$ 即为对应于输入 V_{kF} 的传递函数，同理可定义对应于其他输入的传递函数。将式(5-5-64)代入式(5-5-62)后，即可计算出对应于 ω 值的 $H_{jk}(\omega)$ 值($j=1,2,\cdots,28$)。设下标 k 取 1,2 时代表左右前轮输入，取 3,4 时代表左右后轮输入。这样就求得传递函数矩阵：

$$[H(\omega)]=[H_{jk}(\omega)] \tag{5-5-64'}$$
$$j=1,2,\cdots,28$$
$$k=1,2,\cdots,4$$

可见式(5-5-62)中的 $\{f\}$ 代表了外力对整车系统的激励作用，根据拉格朗日方程得到的式(5-5-62)建立起外激励与运动的关系中包括有质量 $[M]$ 等因素的影响，传递函数 $H_{jk}(\omega)$ 就是这些影响的综合体现。

以 BJ—130 汽车为例，计算所得的传递函数见图 5-5-23，图 5-5-24 及图 5-5-25。图 5-5-23 是车身垂直位移的传递函数，它在 2Hz 处有一峰值，这就是“车身型”的共振频率，这与实验值 1.95Hz 是一致的。图 5-5-24 是车身俯仰(即“点头”和“仰头”)角的传递函数。图 5-

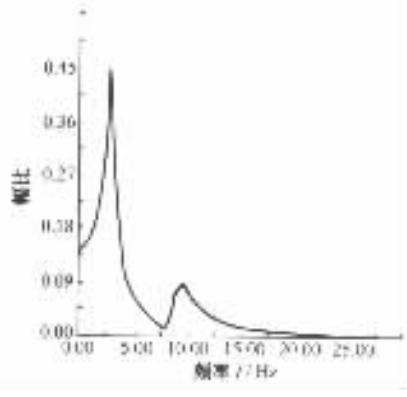


图 5-5-23 车身垂直位移的传递函数

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

5－25 是后桥在车轮中心处的垂直位移的传递函数，它在 12.5Hz 处也有一峰值，这是“车轮型”的共振频率，这与实测值 11.3Hz 是基本符合的。

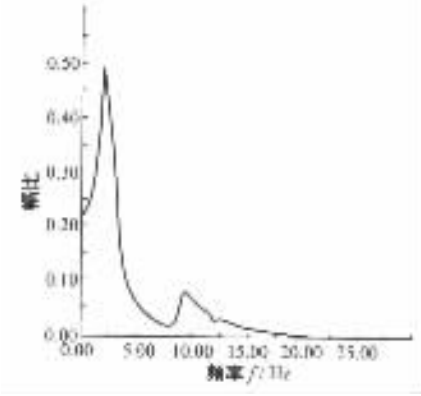


图 5－5－24　车身俯仰角的传递函数

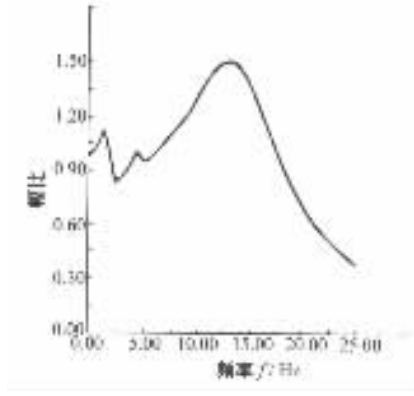


图 5－5－25　后桥车轮中心处的垂直位移的传递函数

传递函数的计算值与实验测定值基本一致说明整车的简化模型及计算理论与方法是可信的。

3. 车架的动应力计算

对于确定性运动，有了传递函数[$H(\omega)$]，可以说系统的响应问题已经得到了解决。但对汽车而言，由于车轮的输入决定于地面的高低不平，一般说来，它在空间的变化不是确定性的。因此解决汽车响应问题需要应用随机振动理论，它可在频域内建立车轮路面谱输入与整车响应之间的关系。即

$$[W_{ss}(\omega)] = [H^*(\omega)][G_{FF}(\omega)][H(\omega)]^{\mathrm{T}} \tag{5-5-65}$$

式中[$G_{FF}(\omega)$]为路面谱矩阵，式(5－5－65)表明：传递函数 $H(\omega)$可将路面谱 $G_{FF}(\omega)$与整车广义位移响应谱 $W_{SS}(\omega)$联系起来。式中 * 表示共轭。而路面谱矩阵[$G_{FF}(\omega)$]可反映不同路面性质与不同输入情况，因而式(5－5－65)给出了不同情况下整车的响应[$W_{FF}(\omega)$]。

四轮汽车的路面谱输入矩阵可表为

$$[G_{FF}(\omega)] = \begin{bmatrix} G_{11}(\omega) & G_{12}(\omega) & G_{13}(\omega) & G_{14}(\omega) \\ G_{21}(\omega) & G_{22}(\omega) & G_{23}(\omega) & G_{24}(\omega) \\ G_{31}(\omega) & G_{32}(\omega) & G_{33}(\omega) & G_{34}(\omega) \\ G_{41}(\omega) & G_{42}(\omega) & G_{43}(\omega) & G_{44}(\omega) \end{bmatrix} \tag{5-5-66}$$

其中下标 1，2 表示左右前轮，3，4 表示左右后轮。ω 为圆频率(s^{-1})。设汽车的前后轮所经的路面不平是一样的，只差一时间间 $\tau = L/v$，这里 L 为汽车轴距，v 为车速(常数)。为简便，又设汽车的左右轮所经路面不平情况也是一样的。最后，式(5－5－66)简化为

$$[G_{FF}(\omega)] = \begin{bmatrix} 1 & 1 & e^{-\alpha} & e^{-\alpha} \\ & 1 & e^{-\alpha} & e^{-\alpha} \\ \text{共} & & & \\ & \text{轭} & 1 & 1 \\ & & \text{对} & \\ & & & \text{称} \\ & & & 1 \end{bmatrix} G_{11}(\omega) \tag{5-5-67}$$

其中 $\alpha = \mathrm{i}\omega\tau$，设 $v = 10\mathrm{m/s}$，$G_{11}(\Omega)$如图 5－5－26 所示，Ω 称空间频率，$\Omega = \omega/v$。

将求得的式(5－5－64)中的前 9 个广义位移的传递函数及式(5－5－67)代入式(5－5－65)后,可得车架的全部位移谱响应。如需求汽车其他子结构的响应,只需将该子结构的传递函数与式(5－5－67)代入式(5－5－65)后,同样可得该子结构的位移谱响应。

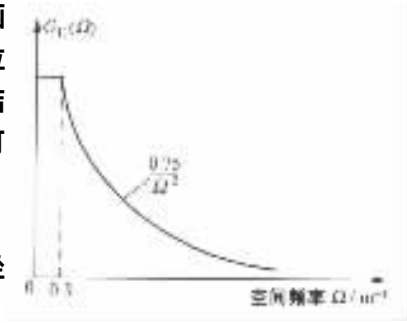


图 5－5－26 实验路段的路面谱

车架各节点截面上的最大拉应力应为弯曲正应力 $\sigma_1 = M_y/J_z$ 与翘曲正应力 $\sigma_2 = B\omega/J_\omega$ 组成(此处 ω 为扇性坐标),即

$$\sigma = (M_y/J_z) + (B\omega/J_\omega)$$

而

$$M = EJ_z V''_b, B = EJ_\omega \theta''$$

所以

$$\sigma = E(yV''_b + \omega\theta'')$$

$$\{\sigma\} = \begin{Bmatrix} \sigma_i \\ \sigma_j \end{Bmatrix} = E(y\ \{V''_b\} + \omega\ \{\theta''\}) \tag{5－5－68}$$

其中

$$\{V''_b\} = \begin{Bmatrix} V''_{bo} \\ V''_{bl} \end{Bmatrix} = [D''_v] \begin{Bmatrix} V_i \\ V'_i \\ V_j \\ V'_j \end{Bmatrix}^e \tag{5－5－69}$$

$$\{\theta''\} = \begin{Bmatrix} \theta''_o \\ \theta''_l \end{Bmatrix} = [D''_\theta] \begin{Bmatrix} \theta_i \\ \theta'_i \\ \theta_j \\ \theta'_j \end{Bmatrix}^e \tag{5－5－70}$$

上两式中的 $[D''_v]$ 与 $[D''_\theta]$ 为对 V 与 θ 的位移差值函数的二阶导数。即

$$[D''_v] = \frac{1}{l^2(1+\phi_s)} \begin{bmatrix} 6 & (4+\phi_s)l & -6 & (2-\phi_s)l \\ -6 & (\phi_s-2)l & 6 & -(4+\phi_s)l \end{bmatrix}$$

$$[D''_\theta] = \frac{k^2}{P} \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} \end{bmatrix}$$

其中

$$a_{11} = 1 - \cosh kl$$

$$a_{12} = -\frac{1}{k}(kl\cosh kl - \sinh kl)$$

$$a_{13} = \cosh kl - 1$$

$$a_{14} = \frac{1}{k}(kl - \sinh kl)$$

$$a_{21} = (1 - \cosh kl)\cosh kl + \sinh^2 kl$$

$$a_{22} = \frac{1}{k}[P\sinh kl - (kl\cosh kl - \sinh kl)\cosh kl + (\cosh kl - 1)\sinh kl]$$

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

$$a_{23} = (\cosh kl - 1)\cosh kl - \sinh kl$$

$$a_{24} = \frac{1}{k}[(kl - \sinh kl)\cosh kl + (\cosh kl - 1)\sinh kl]$$

$$\phi_s = 12EJ_z / GF_{sy}l^2$$

$$k = \sqrt{\frac{GJ_k}{EJ_\omega}}$$

$$P = 2(1 - \cosh kl) + kl\sinh kl$$

又 式(5－5－69)与式(5－5－70)的单元局部坐标系的位移应与整体坐标系的节点位移建立关系,即需进行坐标转换与单元节点转换如下：

$$\begin{Bmatrix} V_i \\ V'_i \\ V_j \\ V'_j \end{Bmatrix}^e = [T_v][N_v]\begin{Bmatrix} \overline{V}_i \\ \overline{V}'_i \\ \overline{V}_j \\ \overline{V}'_j \end{Bmatrix} \tag{5－5－71}$$

$$\begin{Bmatrix} \theta_i \\ \theta'_i \\ \theta_j \\ \theta'_j \end{Bmatrix}^e = [T_\theta][N_\theta]\begin{Bmatrix} \overline{\theta}_i \\ \overline{\theta}'_i \\ \overline{\theta}_j \\ \overline{\theta}'_j \end{Bmatrix} \tag{5－5－72}$$

又车架的节点位移与整车中车架的广义位移 $\{S_1\}$ 以模态矩阵 $[\phi_v]$,$[\phi_\theta]$ 相联系,即

$$\begin{Bmatrix} \overline{V}_i \\ \overline{V}'_i \\ \overline{V}_j \\ \overline{V}'_j \end{Bmatrix} = [\phi_v][S_1] \tag{5－5－73}$$

$$\begin{Bmatrix} \overline{\theta}_i \\ \overline{\theta}'_i \\ \overline{\theta}_j \\ \overline{\theta}'_j \end{Bmatrix} = [\phi_\theta][S_1] \tag{5－5－74}$$

将式(5－5－71)、式(5－5－72)、式(5－5－73)、式(5－5－74)代入式(5－5－69)和式(5－5－70)后,得

$$\{V''_b\} = [D''_v][T_v][N_v][\phi_v]\{S_1\} = [T]_1\{S_1\} \tag{5－5－75}$$

$$\{\theta''\} = [D''_\theta][T_\theta][N_\theta][\phi_\theta]\{S_1\} = [T]_2\{S_1\} \tag{5－5－76}$$

将式(5－5－75)与式(5－5－76)代入式(5－5－68)得

$$\begin{aligned}\{\sigma\} &= F(y[T]_1 + \omega[T]_2)\{S_1\} \\ &= [T]\{S_1\}\end{aligned} \tag{5－5－77}$$

式(5－5－77)表明 将车架的广义位移 $\{S_1\}$ 乘以相应的变换矩阵,便可得到应力。例如单元右端的最大正应力为：

$$\sigma_i = \sum_{k=4}^{9} t_{1k}s_k \tag{5－5－78}$$

式中 t_{1k} 为矩阵 T 中第一行的诸元素。又因 s_1、s_2 及 s_3 为刚体型广义位移,它们不引起应力,

所以 k 从 4 计起。又因 s_k 为一随机过程，所以，最大应力的均方值为

$$E\{\sigma_i^2\} = \sum_{k=4}^{9}\sum_{l=4}^{9} t_{1k}t_{1l}E\{s_k s_l\} \tag{5-5-79}$$

式中 E 为期望算子，而

$$E\{s_k s_l\} = \int_0^{\infty} W_{kl}(\omega)\,\mathrm{d}\omega$$

式中 $W_{kl}(\omega)$ 为 s_k 与 s_l 的互谱，它一般是复值函数，而 $E\{s_k s_l\}$ 为实数，则上式可改写为

$$E\{s_k s_l\} = \int_0^{\infty} W_{kl}^{(r)}(\omega)\,\mathrm{d}\omega \tag{5-5-80}$$

$W_{kl}^{(r)}(\omega)$ 代表 W_{kl} 的实部。将式(5－5－80)代入式(5－5－79)得

$$E\{\sigma_i^2\} = \int_0^{\infty}\sum_{k=4}^{9}\sum_{l=4}^{9} t_{1k}t_{1l}W_{kl}^{(r)}(\omega)\,\mathrm{d}\omega \tag{5-5-81}$$

同理可得单元另一端的最大拉应力的均方值为

$$E\{\sigma_j^2\} = \int_0^{\infty}\sum_{k=4}^{9}\sum_{l=4}^{9} t_{2k}t_{2l}W_{kl}^{(r)}(\omega)\,\mathrm{d}\omega$$

以 BJ—130 汽车为例，用上述方法，对车架进行了计算。并在实验路上进行了动应力测量。动应力均方根值的计算值与实测值见图 5－5－27 与表 5－5－2。

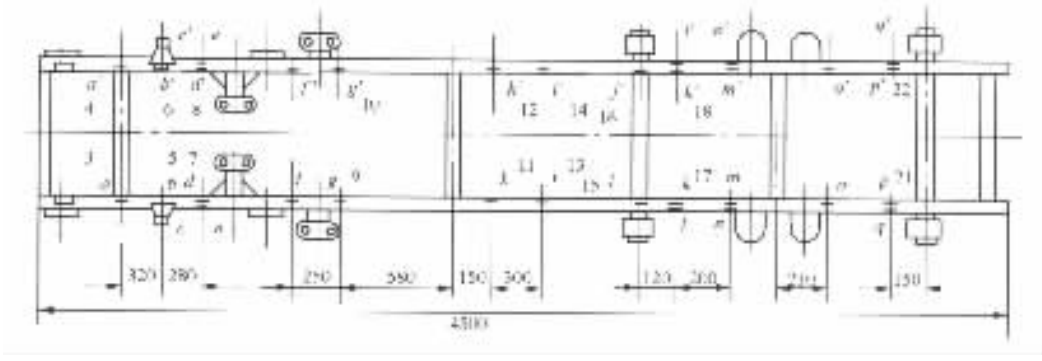


图 5－5－27 实测应力点的位置

表 5－5－2 计算值与实验值的比较 MPa

计算值				实验值			
左		右		左		右	
3	94570	4	94570	a	84280	a'	100940
5	39980	6	39980	b	–	b'	–
7	101800	8	101800	d	150920	d'	114660
9	109100	10	10910	g	166600	g'	188160
11	88890	12	88890	h	183260	h'	173460
13	60070	14	60070	i	99960	i'	–

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

由表 5－5－2 可以看出，计算值与实验值基本一致，可用此基本方法预估车架动应力的均方值。产生误差的主要原因是：①左右轮迹相同的假设，可用凝聚函数方法改进；②汽车参数测量的近似性；③随机数据的量测及处理。用模态加速度方法可进一步改进动应力计算的收敛性。

车架动态有限元法的计算，分三阶段进行，第一阶段是车架的模态分析计算，它与实验比较一致。第二阶段是传递函数计算，它与实验也比较一致。第三阶段是动应力均方值计算，它与实验基本一致，在某些点上计算值与实验值有较大的偏离，这是由于应力计算本身的复杂性与实验测定影响因素较多有关，例如，横梁与纵梁连接点处应力状态复杂，有一定距离处就比较准确了，如要估算连接点处的应力，还须采用板壳单元。总之应用此动态有限元法是可以大致估算出车架动应力的均方值，为先期设计、改进设计与优化设计提供依据。

第五节　车架试验

车架的试验内容包括：应力测定、刚度测定、可靠性与耐久性台架试验、随整车进行的可靠性道路试验或试车场试验以及使用试验等。

1. 车架的应力测定

对车架进行应力测定可以较快地得出其应力分布情况、找出薄弱环节和产生的原因以及改进后的效果。除了要进行静弯曲和静扭转的应力测定外，还以整车在道路模拟试验台上、试车场上以及在使用条件下进行动应力测定。这对车架的设计定型很有指导作用。

2. 车架的刚度测定

包括对车架的弯曲刚度及扭转刚度进行测定。

测定车架的弯曲刚度时，是在前后轴处设置刚性支承并模拟实际负荷情况加载。

测定车架的扭转刚度时，应注意车架在试验台架上的紧固情况，以避免试验装置对其刚度产生影响。也要明确试验条件，例如是否限定钢板弹簧以及发动机、车身、车箱和载荷等的装置情况，并测出装置这些相关件前后即在不同试验条件下的刚度变化情况。

3. 可靠性与耐久性台架试验

包括车架的弯曲疲劳试验和扭转疲劳试验。等幅疲劳试验台是较为简单的试验装置，有机械式、液压式和激振式的，常用作进行车架的对比试验。程控疲劳试验台能更好地模拟车架在实际使用中的载荷工况。后者也常用于整车状态下的疲劳试验。

4. 随整车进行的可靠性道路试验或试车场试验以及使用试验。

让满载的汽车行驶于试车场的专门路段上来进行车架的弯曲疲劳试验和扭转疲劳试验。

随着优化设计、可靠性设计与有限元分析等现代设计方法与分析技术的发展及计算机的运用，在产品设计阶段对车架进行多方案的分析和优选，可使试验费用减到较低程度，但车架设计的最终评价仍要以试验结果为准。

第六节　汽车车身

从结构和功能上划分，汽车可分为三大部分——底盘、发动机和车身。车身可以定义为装在底盘上的建筑性结构。它的主要功能在于保证司机便于操纵以及为司机和乘客提供安全舒适的乘坐环境，隔绝振动和噪声，免受风霜雨雪等恶劣自然环境的影响。

随着经济的发展和社会的进步，汽车得到了普及并大规模进入家庭。汽车与人民的日常生活息息相关，汽车不但是现代化的交通工具，也是美化市容、点缀大自然环境的优美工艺品，汽车造型艺术也是车身设计的重要内容。

一、车身的特点

据统计，车身的质量占整车总质量的百分比如下：轿车、客车和多数专用车：40%～60%；载货汽车：16%～30%；在同种车型中豪华车或特种车占有这个比例的上限。各种车型的车身占整车制造成本的百分比还超过以上给出比例的上限值。此外，车身直接决定整车的安全性、舒适性、美观以及由车身外形空气动力性能决定的操纵稳定性、动力性、经济性。因此，车身在汽车整车中占有举足轻重的地位。国内、外汽车生产的实践表明，整车生产能力的发展取决于车身的生产能力；汽车的更新换代在很大程度上也决定于车身；在激烈的汽车市场竞争中，只有不断推出新的车型，注入新的技术，才能不断打开销路、占领市场。

汽车车身是运载乘客和货物的活动建筑物，相当于一个临时住所或流动仓库，但又受到质量和空间的限制。车身的设计和制造涉及面之广早已远远超出一般机械产品的范畴。车身涉及到机械、电子、电力、纺织、化工、冶金、建材等工业部门以及机械制造、微电子、力学、材料、人体工程、美学、交通运输、经济管理、市场营销等学科领域，是一个知识和技术高度综合的领域。因此，可以毫不夸张地说，汽车车身技术的发展状况足以反映出一个国家、一个时代工业水平、科学技术水平和综合实力。

二、车身名词术语

由于车身不同于一般的机械产品，结构复杂，零部件数量多，给设计、生产、维修管理工作带来许多问题。另外汽车的生产、销售、使用维修已经成为国际化的过程。为此必须制定统一的车身及其零部件的名词术语，并有中文与其外国文字的对照表。以免带来不必要的麻烦。

我国已制定出三项车身名词术语的标准：

GB/T4780—84　　载货汽车车身名词术语；

QC/T514—1999　　轿车车身名词、术语；

GB/T12484—1990　　客车车身术语。

图 5－5－28 和图 5－5－29 分别为载货汽车和轿车车身主要部件的结构及名称。图 5－5－30 为大客车车身骨架主要部件名称及结构。

三、车身结构及承载类型

车身包括车身焊接总成（白车身）及其附件。车身焊接总成是由车身结构件（骨架）和车身覆盖件（蒙皮）焊（或铆）接在一起的完整壳体，它必须保证车身的强度和刚度。车身焊接总成可分为地板、顶盖、前围板（包括仪表板托架）、后围板、侧围板（包括车门立柱）等几个总成。

从车身结构设计和受力状况划分，可将车身划分为非承载式（有车架）、承载式（无车架）以及半承载式（车架和车身刚性连接）三大类型。

货车（除微型货车外）以及在货车底盘基础上改装的专用车、客车和大部分高级轿车（出于对舒适性和安全性的要求），都设计有单独的车架，车身则通过多个弹性橡胶垫安装在车架上。当汽车在不同的路面上行驶时，车轮和悬架系统受到的载荷主要由车架承担，车架产生的变形由橡胶垫的变形所吸收。因此，在某种意义上可以说，这种车身结构是不承受汽车行驶系统的

版权所有 www.bookbook.com.cn 免费下载

冲击载荷的。但是，实际上车架并非绝对刚体，所以车身仍在一定程度上承受着由车架弯曲和扭转变形所引起的载荷。图 5－5－31 为非承载式轿车的车身和车架结构。图 5－5－32 为货车驾驶室与车架连接图。

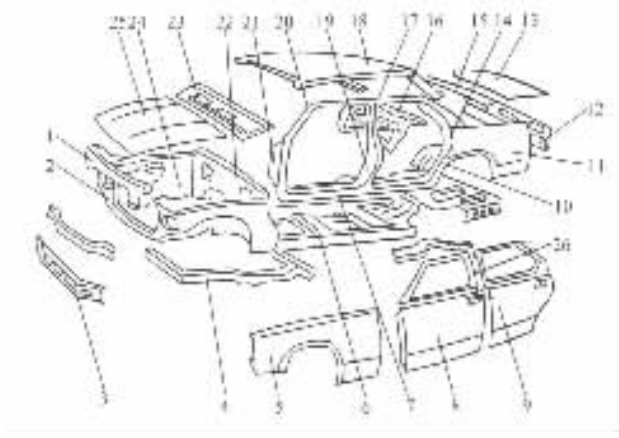


图 5－5－28　轿车车身零部件名称

1－发动机罩前支撑板；2－水箱固定框架；3－前裙板；4－前框架；5－前翼子板；6－地板总成；7－门槛；8－前门；9－后门；10－车轮挡泥板；11－后翼子板；12－后围板；13－行李箱盖；14－后立柱（“C”柱）；15－后围上盖板；16－后窗台板；17－上边梁；18－顶盖；19－中立柱（“B”柱）；20－前立柱（“A”柱）；21－前围侧板；22－前围板；23－前围上盖板；24－前挡泥板；25－发动机罩；26－门窗框

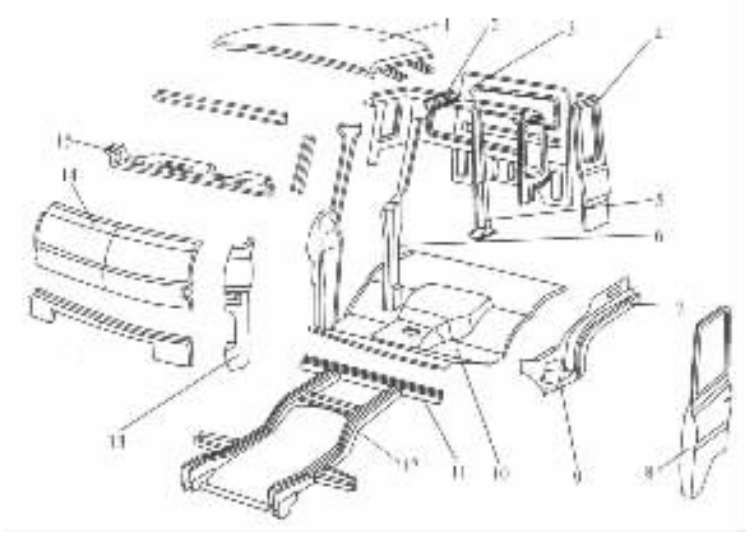


图 5－5－29　货车平头驾驶室结构及名称

1－顶盖；2－上边梁；3－后围板；4－后围角板；5－后框；6－前柱；7－门槛；8－车门；9－踏脚板；10－地板；11－地板横梁；12－纵梁；13－前围侧板；14－前围板；15－仪表板

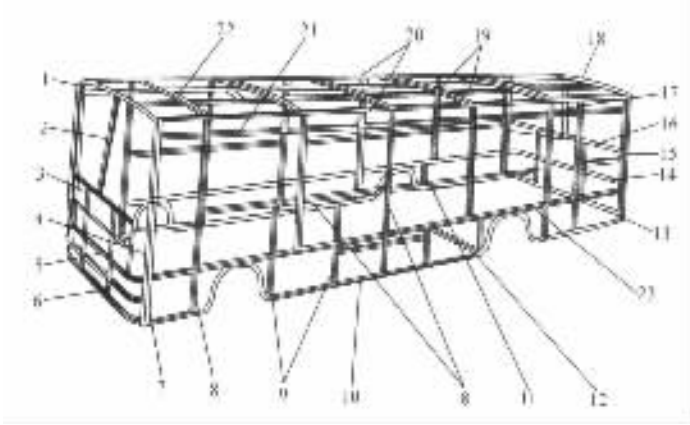


图 5－5－30 大客车骨架结构和车身名称

1－风窗框上横梁；2－风窗立柱；3－风窗框下横梁；4－前围立柱；5－前围搁梁；6－前围下横梁；7－门立柱；8－侧围立柱；9－裙立柱；10－侧围裙边梁；11－腰梁；12－斜撑；13－后围下横梁；14－后围搁梁；15－后围立柱；16－后窗框下横梁；17－后窗立柱；18－后窗框上横梁；19－顶盖纵梁；20－上边梁；21－侧窗上梁；22－顶盖横梁；23－侧围搁梁

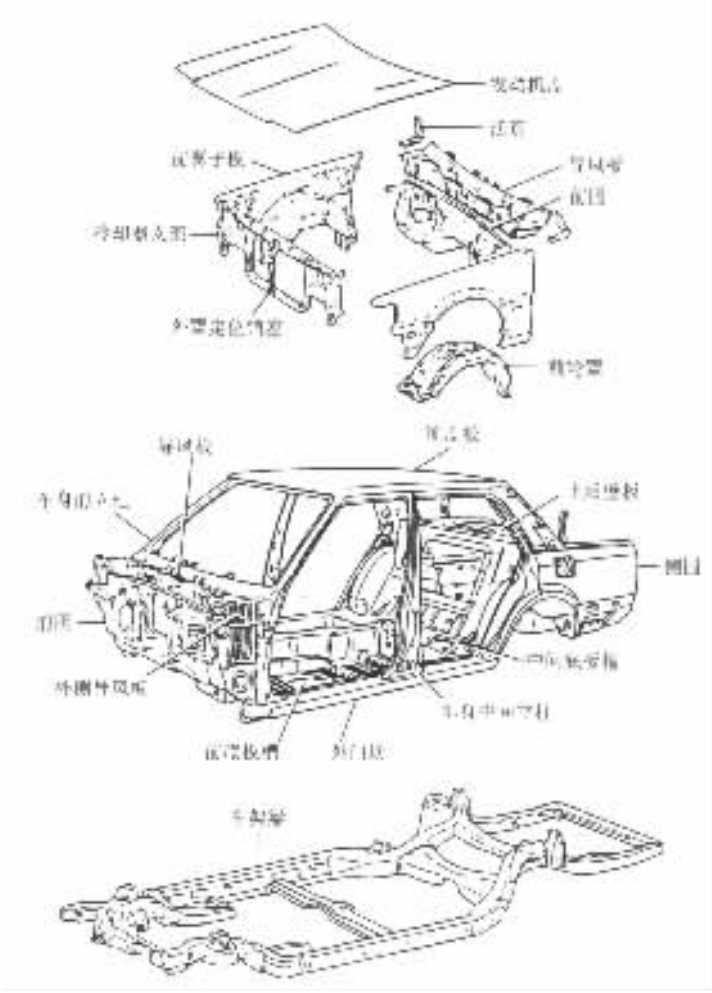


图 5－5－31 轿车的车身和车架结构

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

非承载式结构的优点在于：(1)车架可以较好的吸收或缓和来自路面的冲击载荷，降低车身的振动和噪声；(2)在发生撞车事故时，车架可以对车身起到一定的保护作用；(3)在生产过程中，底盘与车身可以分开装配，最后再总装到一起，既可以简化装配工艺，又便于组织专业化协作；(4)由于有车架作为整车的基础，这样就便于底盘各总成和部件的安装，形成较为独立完整的汽车底盘，可很方便地更改车型或改装成其他专用车辆。

图 5－5－32　货车驾驶室与车架结构

这种结构的缺点在于：(1)由于车身基本不参与整车承载，故车架必须保持有足够大的强度和刚度，从而使整车自重增大；(2)由于车架位于车身和底盘之间，车身地板一定在车架平面以上，故整车高度增大；(3)车架纵梁的生产必须具备大型压床以及专门的焊接、检验工装模具和夹具，设备投资和基础建设费用较高。

为了进一步减轻汽车自重和高度，使车身和整车结构更加合理，在轿车、大客车以及厢式货车上广泛采用无车架的承载式车身。图 5－5－33 所示为轿车承载式车身结构图。图 5－5－34 所示为大客车承载式车身结构。

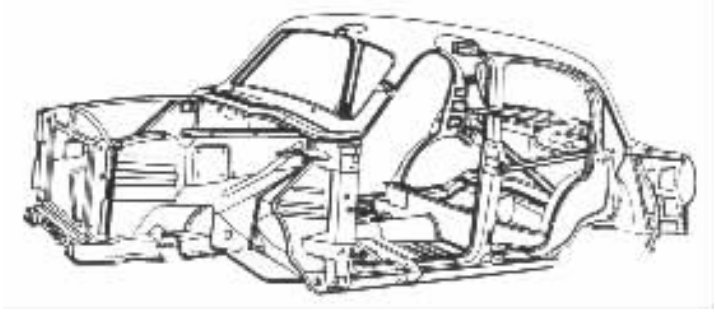


图 5－5－33　轿车承载式车身

承载式车身的主要缺点正好与非承载式车身的优点相反，主要在于：(1)由于取消了车架，来自悬架和传动系的振动和噪声将直接传入车内，而引起车厢的空腔共鸣声，会使乘坐舒适性恶化；(2)改型较困难。

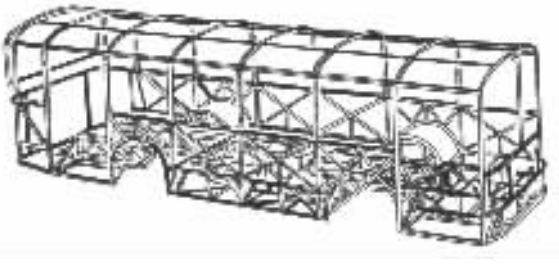


图 5－5－34　大客车承载式车身

一些由货车底盘改装成的客车、专用车以及微型厢式客货车，都保留原底盘的部分车架，而将车身地板与车架焊接在一起，共同承担悬架和传动系的载荷。这种结构被称为半承载式车身。这种结构实际上是介于非承载式车身和承载式车身结构原则的一种中间办法。在许多汽车上采用副车架的方案，即在汽车的前后桥处采用两段式副车架，以给出安装发动机、悬架系统和行走系统等的集中载荷作用位置。副车架与车身刚性连接(焊接或铆接)，而底盘驱动和悬架及行走系统与副车架的连接则通过弹性支承来实现，达到减震降噪的目的。同时又省去大部分车架，而达到减轻重量的目

标。图 5－5－35 为前后副车架的结构。

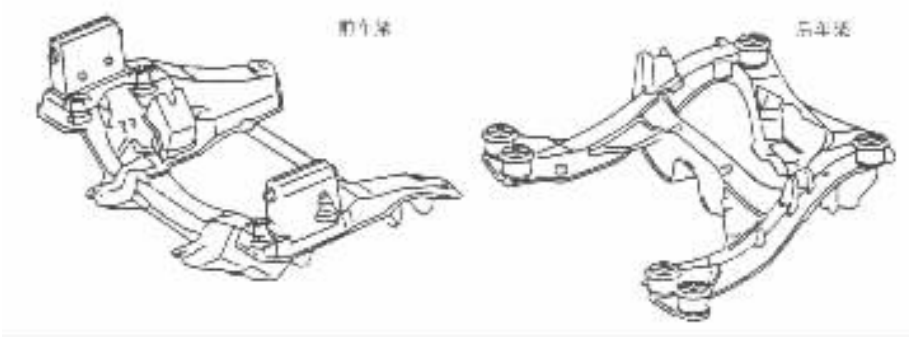


图 5－5－35 副车架结构

第七节 车身设计方法

车身结构的特点在于组成车身外形的各个零件多为尺寸大而形状复杂的空间曲面，这些大型覆盖件不能用一般的机械制图方法将它们完整、清晰地表达出来，不得不依靠三维立体模型作为依据。为了使这些图纸和模型能够确切地表示出车身各处的形状和结构，需要通过一套复杂的设计程序和方法。

一、传统的车身设计方法

自从汽车问世 100 多年来，车身设计方法不断改进和完善，形成了一整套传统的设计方法。传统的车身设计方法的过程可用如图 5－5－36 的框图来表示。

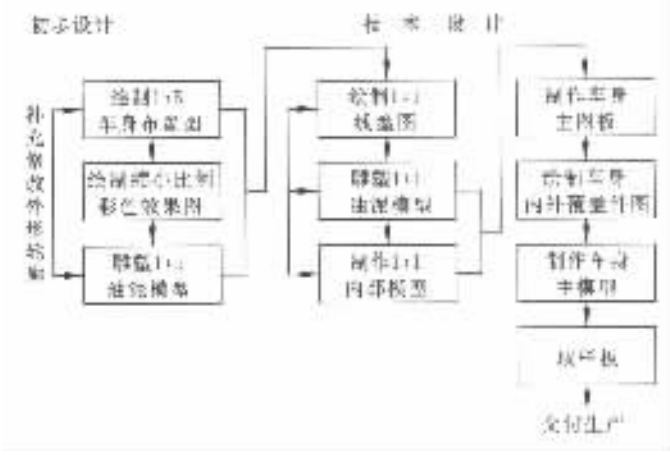


图 5－5－36 传统车身设计方法流程图

传统的车身设计方法的特点在于：在设计的每一个阶段——初步设计、技术设计、生产准备阶段，都要反复进行平面图形和立体模型的制作过程。例如，在初步设计阶段，要绘制彩色效果图和 1:5 油泥模型；在技术设计阶段要制作 1:1 油泥外模型和 1:1 车身内部模型；在生产准备阶段要绘制 1:1 的主图板和制作 1:1 的车身主模型。传统的车身设计方法的主要问题在

于：(1)车身开发及生产准备的周期长。在国外发达国家依靠传统的车身设计方法开发一种新型号的轿车，大约需要4年左右的时间。时间长的原因主要是对于汽车这类复杂的几何形体初始设计的可信度太低，据统计，手工设计的可信度只有25%左右。为了产品定型，只有依靠先样车试制及分析验证，逐步修改设计，直到满足各种要求为止，一般要经过三轮试制和修改。有时为了加速车身设计开发的周期，在产品完全定型之前，交叉进行生产准备工作。但是，有时修改设计的工作会持续到生产准备后期，往往由于不得不更改设计，迫使生产准备大量返工，造成浪费。(2)费时费力、工作强度大。传统的车身设计及开发要求美工人员、工程技术人员及工人通力合作。无论是绘制车身图样还是制作立体模型，都要付出大量艰苦的劳动。另外，生产准备过程中工艺设计、冲模制造、研配以及调试都将耗费大量的手工劳动和时间。(3)设计精度低。其主要原因是在设计和生产准备的各个环节之间信息的传递是一种"移形"，而且同一尺寸经过多次移形传递，例如由主图板制作主模型，由主模型加工艺补充制造工艺模型，由凸的工艺模型翻成凹的工艺模型，再由工艺模型反靠加工冲模。原始数据经过这些环节的转换，各种人为的及设备造成的误差在所难免，导致加工出的冲模精度无法保证，只有依靠最后的手工研配来解决。

在传统的车身设计方法中，主图板和主模型是最为重要的设计依据。

主图板实质上就是车身主要轮廓和结构的总图板。在主图板上应能反映出：(1)车身上的主要轮廓线(包括一系列的截面形状曲线)；(2)车身上各零件的装配关系；(3)车身上各零件的结构形状；(4)可运动件(如车门、发动机罩、行车舱盖等)运动轨迹的校核。

主图板上一律不标注尺寸数字，完全依靠图上的实际尺寸代表，为了确保尺寸精度和稳定性，过去往往以1:1的比例绘制在刻有坐标网格线的铝板上，利用铝板变形小的特性来保证主图板尺寸的稳定性。随着新材料的不断出现，现在已经普遍改用厚度为0.15～0.18mm的聚酯薄膜来绘制主图板的内容。这种聚酯薄膜耐用、变形很小、可利用化学感光法进行复制、不占用很大空间、便于使用和保存。

为了保证车身总成及零部件制造和装配的精度，要求主图板上的坐标网格线的精度为±0.1mm，800mm见方的网格中两对角线的误差不超过±0.2mm，车身图样的精度应保证为±0.25mm。

根据"汽车车身制图标准"中的规定，主图板上网格线的零线应根据以下原则确定：

高度(Z)方向的零线：一般取汽车满载时车架纵梁的上翼缘面或地板的下平面；

宽度(Y)方向的零线：取汽车的纵向对称中心线；

长度(X)方向的零线：选取通过汽车前轮理论中心并垂直于高度方向坐标零线所画的直线作为长度方向坐标零线。图5－5－37所示为车身坐标线及轿车车身布置示意图。

出于制造冲模的需要，主图板上的轮廓线均以零件的内表面为依据(即与实物差一样厚)。

车身主模型是根据主图板、车身零件图和样板等制造的1:1实体模型，它是重要的车身设计资料之一，同时也是作为制造冲模、胎具、装焊夹具、检验样架的主要依据，它还是大批量生产车身时不可缺少的依据。

主模型应按车身覆盖件分块，其分块原则应当与车身零件一致，并应充分考虑制造工艺上的要求，如拉延深度、压床台面尺寸和板材规格等。为了便于制造冲模，主模型各块的外表面均系车身覆盖件的内表面。主模型可以按车身覆盖件在汽车车身中的位置分为外主模型和内主模型，它们分别表示车身外覆盖件和内部零件的主体表面形状。

在车身的整个生产过程中，主模型有点相当于"米原器"(保留在法国巴黎的米尺标准模

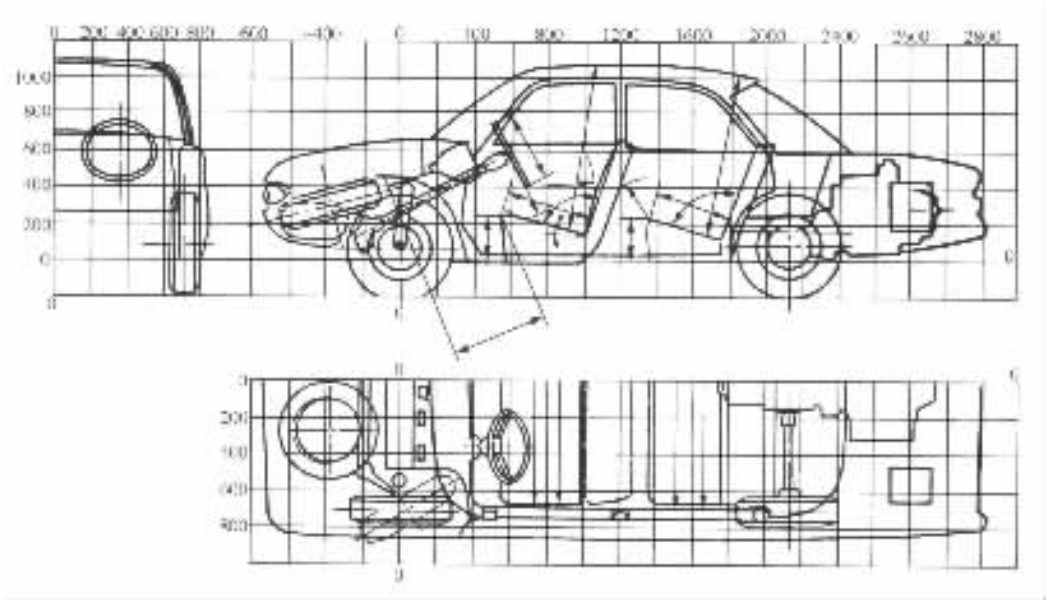


图 5－5－37 车身坐标线及轿车车身布置

型)的作用。因此,要求其尺寸十分准确,一般采用各向同性、在各种条件下变形最小的材料制成,并妥善保管在严格的温度、湿度等条件下,直至该车型停止生产并退出市场为止。

二、车身的计算机辅助设计

计算机辅助设计及制造(CAD/CAM)技术是将计算机迅速、准确地处理信息的特点与人类的创造性思维能力及推理判断能力巧妙地结合起来,用计算机硬件、软件的新成就,特别是计算机绘图、数据库、智能模拟技术,为现代设计提供了理想的手段。计算机和数控加工技术的配合,可用来精确制造机械零件和对产品进行自动检验和装配,这就是计算机辅助制造(CAM)。近年来这一技术与计算机技术一起得到了突飞猛进的发展,并在汽车车身设计制造中率先应用,引起了汽车设计制造技术革命性的大变革。

利用计算机辅助几何造型设计(CAGD)首先要考虑的问题是在计算机里建立一个车身雕塑表面的数学模型,根据现有的数学理论,浑然一体的车身表面要用几十甚至更多块曲面片拼接起来表示,这些拼接起来的曲面片要满足一定的连续条件。只要数学模型一经建立,就可以以模型表面的任意处得到曲线曲面信息,严格地说,只要车身外表面数学模型采用一定的方法验证后,这个模型就可以看成一个数字主模型而代替传统设计中的实体主模型。

计算机辅助车身设计开发的步骤如图 5－5－38 所示。从初始的概念设计、几何造型设计、车身结构设计及分析直到生产准备阶段的冲模设计都在计算机中利用专门的或通用的软件进行。

车身开发中采用 CAD/CAM 技术将会带来传统方法无可比拟的优点,主要表现在:

(1)提高了设计精度。造型一旦完成并建立了车身外表面的数学模型,并存人数据库,经过计算机管理可以多方共享,为生产准备、工装模具设计制造提供方便、详尽、准确的原始数据,消除了中间数据形式的多次转换,使模具的加工精度大大提高。并可减少以至取消凸凹模之间的研配,使调试、修改的工作量大为减小。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

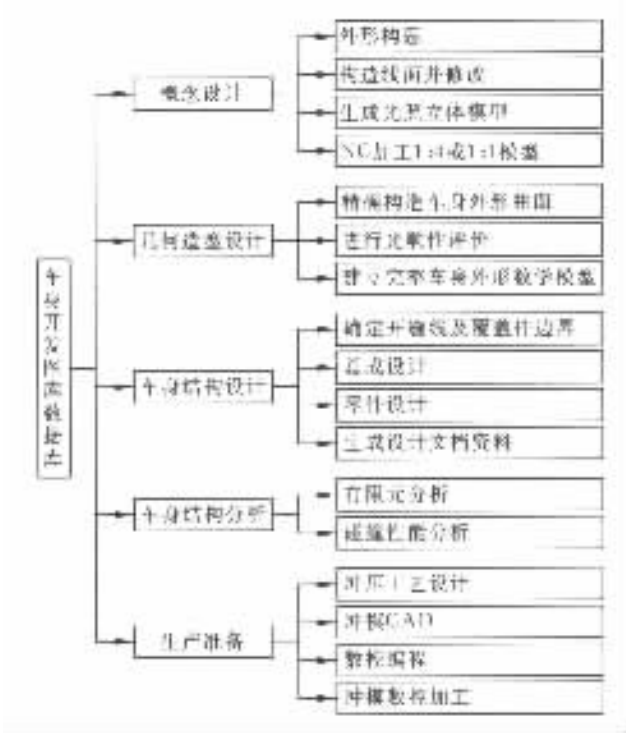


图 5－5－38　计算机辅助车身设计开发步骤

(2)缩短了设计开发和制造周期。车身表面数学模型可以直接用来进行冲模设计，以提高冲模设计的成功率。另外，模具的加工直接引用 CAD 的结果，大大提高了模具制造的效率。当然由于取消了两次油泥模型、主模型以及工艺模型的制作过程，也使人力、物力和时间大为节约。

(3)减轻了设计开发人员的劳动强度，改善了他们的工作环境和劳动条件。

(4)可以很方便地将造型设计结果用于强度、刚度有限元分析计算以及碰撞安全性分析，也可以比较方便地对所设计车型进行空气动力学模拟。这样使得初始设计的可信度大为提高。在此基础上一般只要试制一轮样车作为验证，产品即可定型投产。图 5－5－39 和图 5－5－40 给出了利用几何造型结果直接进行有限元及空气动力学性能分析的实例。

图 5－5－39　车体有限元模型

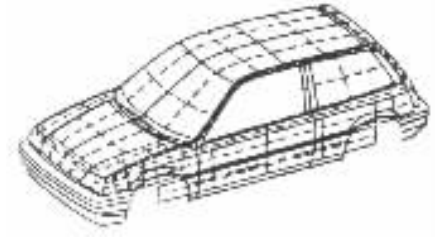


图 5－5－40　车身空气动力学分析

(5)设计修改以及在原设计基础上的改型和换型均比较容易。

目前，世界一流汽车公司正在将 CAD/CAM 技术集成化，利用并行工程(CE)、智能制造系统(IMS)、精益生产(LP)、快速成形技术(RP)、虚拟制造(VPD)、计算机集成制造(CIMS)等新技

术。福特汽车公司用数据管理系统(PDM)把 CAD/CAM/CAE 集成起来,融汇到一个公用数据管理系统中,即 C3P(CAD/CAM/CAE/PDM),从而实现一致性的设计/制造/分析数据表达方式。福特汽车公司制定了面向 21 世纪的计算机应用长远发展规划,即"福特 2000 年",决定彻底改造公司的计算机应用状况,其目标是:一个新车型的开发周期从目前的 36 个月缩短到 18 个月乃至 12 个月;新车开发的后期设计修改减少 50%;原车型制造和测试成本减少 50%,投资收益提高 30%。

总之,CAD/CAM 技术的不断发展和广泛应用,不仅仅在于它能提高产品的质量和缩短产品的研制周期,更重要的是 CAD/CAM 技术是当代最杰出的工程技术成就之一,它从根本上改变了过去用手工绘图、依靠图纸组织生产过程的模式。因此它对传统产业的改造、新兴技术和产业的兴起和发展,对增强企业在国际市场的竞争力等方面,都有着巨大的作用。正在受到极大的关注和飞速的发展。

第八节 人机工程学在车身设计中的应用

人机工程学是一门新兴的交叉学科,经过几十年的发展逐步形成系统的研究方向,其研究的主要内容如下:机器或设备的设计必须充分考虑人的各种因素——生理的和心理的;要使人的操作简便、省力而又准确;要使人的工作环境舒适和安全;最终目标是为了提高工作效率。因此,人们也将人机工程学定义为:运用生理学、心理学和其他有关学科知识,使机器和人相互适应,创造舒适和安全的环境条件,从而提高工效的一门学科。

汽车是一种典型的高速运动的机器,随着汽车技术的进步和汽车应用的普及,人们对汽车的安全性、舒适性和操纵方便性提出了更高的要求。将人机工程学中的原理应用于汽车车身的设计中,以解决上述问题,成为汽车设计中的重要方面。现在已经形成了"人—车—环境"专门学科。研究解决在车身设计中如何适应人体特点,提高人机系统工作效率,有效发挥人的作用,并为司机和乘客提供舒适和安全的环境。

一、三维 *H* 点人体模型

H 点是人体上身与大腿的铰接点,即胯点(hippoint)。三维 *H* 点人体模型是用来测定汽车车身实际 H 点位置的装置,其结构形状如图 5-5-41 所示。*H* 点人体模型主要由背盘、臀盘、小腿杆、头部探针等几部分组成。各部分尺寸、质量及质心位置等数据均以人体测量资料的统计结果为依据。臀盘模仿人体的臀部和大腿。背盘模仿人体的背部。它们的轮廓线形状是真实人体的统计反映。模型的背盘与臀盘铰接处,在相当于人体胯点的位置上设有铰接副,铰接线的中点被定义为 *H* 点。(参见图 2-14、图 2-15)。

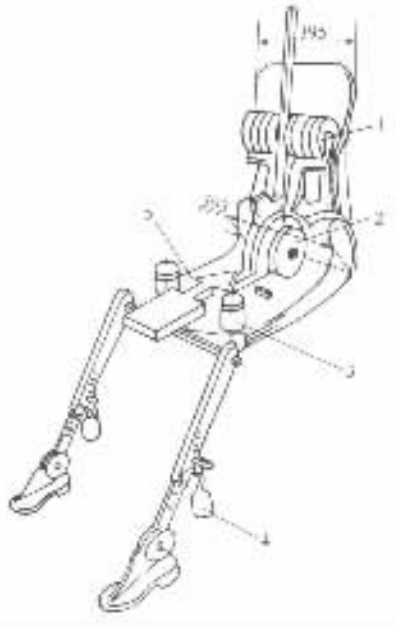


图 5-5-41 三维 *H* 点人体模型

1-上躯干重块;2-臀部重块;3-大腿重块;4-小腿重块;5-加载方向

当按照有关标准的规定将 H 点人体模型安放在汽车座椅上时,模型上 *H* 点在车身中的位置就是汽车实际 *H* 点的位置。

模型上装备的量角器是供安放模型时确定或调节各部

本作品为本人原创,未经授权,请勿下载

之间的夹角时用的。

关于 H 点人体模型，我国已制定的国家标准为：GB/T11559—89，国际标准组织的标准为 1SO—6549。

二、汽车司机的眼椭圆

汽车司机的眼椭圆是司机以正常驾驶姿势坐在座椅中时，其眼睛位置在车身中的统计分布图形。由于这种图形在车身侧视图和俯视图中均呈椭圆形状，故称眼椭圆（图 5－5－42）。

1. 眼椭圆样板

在车身设计中，常将几种典型百分位（90%，95%，99% 司机数量）的跟椭圆制成样板，以供设计和校核用。眼椭圆样板可根据表 5－5－3～表 5－5－5 中的数据，按下述步骤来制作：

（1）参照图 5－5－42 先画出眼椭圆自身坐标线 $X-X$，$Y-Y$ 和 $Z-Z$。

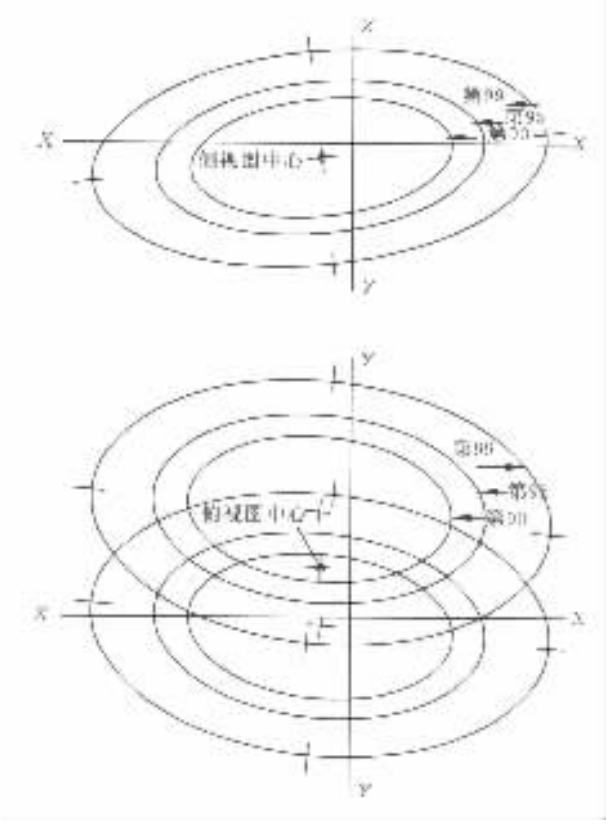


图 5－5－42　汽车司机的眼椭圆

（2）根据表 5－5－3 中 H 点水平调节量的大小，从表中查出眼椭圆中心在自身坐标系 XYZ 中的位置数据 X，Z，Y_L，Y_R，从而确定在侧视图及俯视图中左右眼椭圆中心的位置。

（3）确定眼椭圆长短轴尺寸。长轴在两视图中视为等长，由表 5－5－4 根据 H 点水平调节量及眼椭圆的百分位确定；短轴在两个视图上并不相等，由表 5－5－5 查出。

（4）画长短轴。长轴在侧视图上的倾角为 －6.4°（前部向下倾斜）。在俯视图上的倾角为 5.4°（向右偏转）。

根据眼椭圆中心及长短轴尺寸和位置可以画出眼椭圆并制作样板。

表 5－5－3 眼椭圆中心在自身坐标中的位置 mm

H 点水平调节量	X	Z	Y_L	Y_R
102	1.8	－5.6	－6.4	58.0
114	－4.6	－6.4	－5.6	58.9
127	－10.7	－7.1	－5.1	59.0
140	－17.0	－7.6	－4.3	59.7
152	－20.3	－8.4	－4.1	60.2
165	－22.9	－8.4	－4.1	60.5

注 表中坐标 Y 的下标：L 表示左眼，R 表示右眼。

表 5－5－4 眼椭圆长轴 mm

H 点水平调节量	眼椭圆百分位			H 点水平调节量	眼椭圆百分位		
	90%	95%	99%		90%	95%	99%
102	109	147	216	140	147	185	254
114	122	160	229	152	155	193	262
127	135	173	241	165	160	198	267

表 5－5－5 眼椭圆短轴 mm

短轴	眼椭圆百分位		
	90%	95%	99%
侧视图	77	86	122
俯视图	82	105	145

2. 眼椭圆样板在车身视图上的定位

(1)根据设计中已确定的 H 点水平调节量及眼椭圆百分位，在样板组中选取相应的样板。

(2)在车身侧视图上由座椅调节到最后位置时的 H 点向上作垂直工作线，并量取 635mm，在该处再作水平工作线。垂直工作线与水平工作线的交点就是座椅靠背角为 25°时眼椭圆自身坐标原点所在的位置，如图 5－5－43(a)所示。如果座椅靠背角不等于 25°时，自身坐标原点相对于垂直工作线和水平工作线均有偏距。偏距大小可从表 5－5－6 中查得。

(3)为确定眼椭圆在车身俯视图上的位置，应对轿车、货车或大客车分别定位。对于轿车，汽车纵向中心线与眼椭圆样板的 $X－X$ 轴之间的距离为 0.15($a－b$)，其中 a、b 的意义见图 5－5－43(b)。

眼椭圆可用于校核司机前方视野，校核仪表板的可视度等，是车身设计的几种工具性图形之一。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

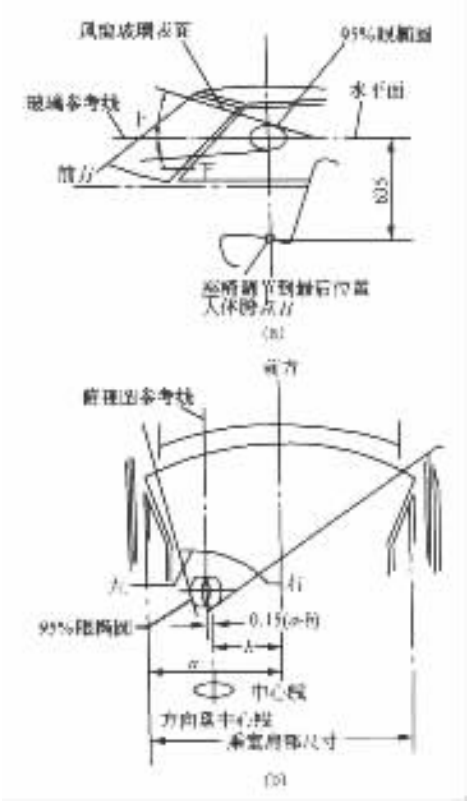


图 5－5－43　眼椭圆在车身视图上的定位

表 5－5－6　眼椭圆自身坐标的偏移量

靠背角/(°)	水平偏移/mm	垂直偏移/mm	靠背角(°)	水平偏移/mm	垂直偏移/mm
5.0	－186.4	27.6	12.0	－118.3	23.3
6.0	－176.5	27.3	13.0	－108.8	22.2
7.0	－166.6	27.0	14.0	－99.4	21.0
8.0	－156.8	26.5			
9.0	－147.1	25.9	15.0	－90.0	19.7
10.0	－137.4	25.1	16.0	－80.7	18.3
11.0	－127.8	24.3	17.0	－71.5	16.7
18.0	－62.3	15.0	30.0	42.6	－14.3
19.0	－53.2	13.2	31.0	50.9	－17.5
20.0	－44.2	11.3	32.0	59.2	－20.8
21.0	－35.2	9.3	33.0	67.4	－24.3
22.0	－26.3	7.2	34.0	75.6	－27.9
23.0	－17.5	4.9			
24.0	－8.5	2.5	35.0	83.6	－31.5
			36.0	91.6	－35.4
25.0	0.0	－0.0	37.0	99.6	－39.3
26.0	0.86	－2.6	38.0	107.5	－43.3
27.0	17.2	－5.4	39.0	115.3	－47.5
28.0	25.8	－8.2	40.0	123.0	－51.8
29.0	34.2	－11.2			

三、司机的手伸及界面

司机的手伸及界面是指以正常驾驶姿势坐在座椅中，身系安全带，一手握方向盘时另一手所能伸及的最大空间界面。实验结果表明，司机手伸及界面是形如椭球的空间曲面，如图 5－5－44 和图 5－5－45 所示。

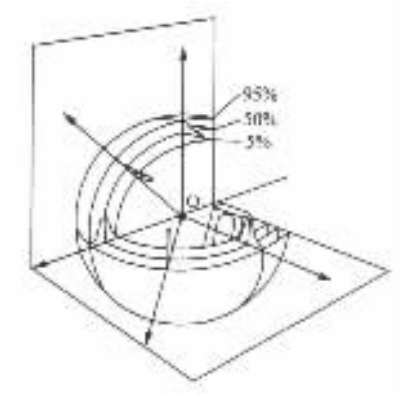


图 5－5－44 司机手伸及界面的形状

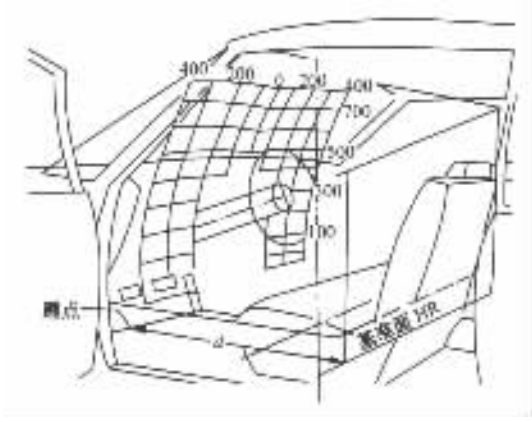


图 5－5－45 手伸及界面在车身中的位置与形状

汽车仪表板上装有各种仪表、指示警告灯和操纵控制系统，如开关、按钮等。司机发出操纵控制信号，车辆各种运行参数的信息反馈，司机对各种情况的处理，都通过这些系统执行，它相当于汽车运行时的大脑神经中枢。为了保证司机注意力集中、操作方便、快捷、准确，从而保证行车安全，仪表板及其周围的控制按钮、手柄及开关的位置、空间分布以及仪表和指示、警告灯的辨认识别等都应符合人机工程学的基本要求。根据大量实践总结出的一些经验，控制按钮和手柄应布置在仪表板右侧，司机右手能方便接近的距离以内——即手伸及界面之内。同时按照它们各自的使用频率、重要程度，依照司机手伸及界面的百分位范围预以正确布置。

驾驶室各种操纵控制手柄和按钮布置的合理性，可以按照国际标准 ISO3958 所规定的方法和提供的参考尺寸进行检验。

对汽车手操纵件、指示器和信号装置的位置已经制定了有关设计标准，如我国机械工业部标准 JB3981—85“轿车手操纵件、指示器和信号装置的位置”。国际标准 ISO4040—1983“道路车辆—轿车—手操纵件、指示器和信号装置的位置”。

四、人体坐姿生理特性与座椅设计

汽车座椅的主要功能在于支承司机和乘客的重量，衰减或缓和由车身地板传来的冲击和振动。给司机提供良好的操作条件，并为乘客创造舒适和安全的乘坐条件。因此，座椅设计的好坏，将对汽车的平顺性、乘坐舒适性、安全性以及操纵方便性等产生极大的影响。座椅的动态特性，即缓和和衰减由车身传来的冲击和振动等性能，以及座椅的结构强度、刚度和寿命等问题，已在其他章节有所涉及。这里主要介绍从人机工程学的角度出发，从人体坐姿生理特性出发，使座椅具有良好的静态特性，即座椅设计和布置的尺寸和形状能使人体具有合适的坐姿，良好的体压分布，触觉良好，并能方便调整有关尺寸和位置，以保证乘坐稳定、舒适，操作方便，视野良好，减轻疲劳和保障安全。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

1. 人体坐姿生理特征

人体究竟以怎样的坐姿，才能获得舒适和不易疲劳的生理反应，为了更好地理解这一点，有必要了解人体脊柱的组织结构、腰曲变形及舒适的坐态生理要求。

人的脊柱是由 24 块椎骨、骶骨和尾骨连结而成，如图 5－5－46(a)所示。其中椎骨由上至下又分为颈椎 7 节、胸椎 12 节和腰椎 5 节。它们均由软骨组织和韧带联系，使人体能进行屈伸、侧屈和回旋等几个方向的活动。

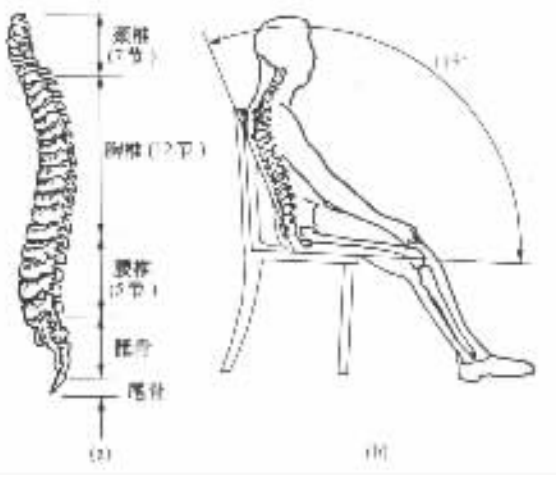


图 5－5－46　人体脊柱的结构及最舒适的坐姿

脊柱位于人体背部中央，是人体的主要支柱。尤其是腰椎承受着人的上体全部重量，同时还要实现人体运动时弯腰、扭转等活动，最容易损伤和腰曲变形。

舒适的坐态生理，应保证腰曲弧形处于正常状态，腰背肌肉处于松驰状态，从上体通向大腿的血管不受压迫，保证血液正常循环。因此，最舒适的坐姿是臀部稍离靠背向前移，使上体略向后倾斜，保持体腿夹角在 90°～115°，如图 5－5－46(b)所示。同时，大腿与小腿，小腿与脚掌，大臂和小臂之间也应形成一定的角度，如图 5－5－47 所示，如能始终处于这种状态，就会达到舒适的坐态生理。

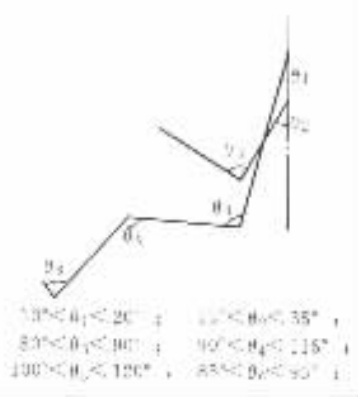


图 5－5－47　舒适的坐姿关节角度

2. 人体坐姿体压分布

人坐着时，人体重量作用在靠背和座椅座垫上的压力分布称为体压分布。它与人的坐姿及座椅靠背和座垫的刚度分布和形状密切相关。根据人机工程学的研究成果，最合理的体压分布应该是：体重应以较大的支承面积、较小的压力合理地分布在座垫和靠背上，但不要平均分布。体压分布过程应从小到大平滑过渡，避免突然变化。图 5－5－48 表示人体在靠背和座垫上最合理的体压分布图。由此图可以看出，人体在座椅上的压力分布并非均匀，而应根据各部位在产生不舒适感觉以前能承受压力的大小予以合理的分布。座垫上的体压分布应使坐骨部分承受的压力最高，由坐骨周围扩展到臀部外围，压力逐渐降低，直到与座垫前沿接触的大腿下平面趋于最低值。靠背上的体压分布则应以肩胛骨和腰椎骨两部位的压力最高，这就是靠背设计中的“两点支承”。

在靠背的两点支承中，上面支承点是为肩胛骨提供依靠，称为肩靠。它的位置相当于 5～6 节胸椎之间的高度。下面支承点是为腰曲部分提供依靠，称为腰靠。腰靠的位置一般相当于第 4～5 节腰椎之间的高度，而不是腰椎的中部。

对不同用途的座椅，两点支承的作用是不一样的。以乘坐休息为主的乘客座椅，应着重保证舒适的乘坐姿势，此时靠背和座垫之间的倾角以 115°较为合适。此时由于身体向后倾斜，只要肩胛部分支撑稳靠，没有腰靠也能得到舒适的效果。所以，肩靠起主要作用。对于以直坐工作为主的司机座椅，由于直坐时人体背部几乎接触不到靠背，两点支承只剩下腰垫能起到支承作用。在此情况下，腰垫不仅在直坐工作时起到保护腰椎与缓和腰曲拉伸的作用，而且在需要

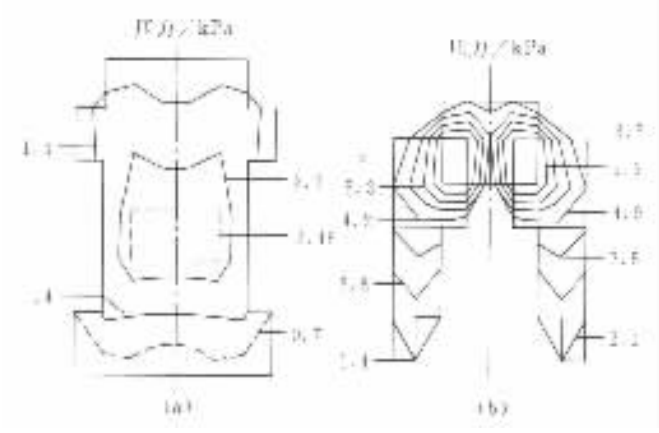


图 5－5－48 人体在靠背和座垫上最合理的体压分布
(a)靠背；(b)座垫

休息而向后舒展上体时，由于腰垫的合理支承，还能起到迅速恢复工作时所受到的腰曲变形的作用。综上所述，对乘客座椅来说，肩靠起主要作用，司机座椅则应着重于腰垫的设计。用人机工程学的研究成果进行座椅设计，已经得到广泛的推广应用。

3. 座椅的几何参数

座椅的主要几何参数有座高、座面宽、座面深、靠背高、体腿夹角等。

表 5－5－7 是根据人机工程学研究成果及设计人员经验总结出来的不同车型司机座椅几何参数的设计参数推荐值。乘客座椅的参数设计如表 5－5－8 所示。

表 5－5－7 驾驶用座椅的设计参数 cm

类型	座垫－靠背夹角/(°)	座垫后倾角/(°)	座高	座宽	座深	靠背高
小轿车	100	12	30～35	48～52	40～42	45～50
轻型载货汽车	98	10	38～40	48～52	40～42	45～50
中型载货汽车	96	9	40～47	48～52	40～42	45～50
重型载货汽车	92	7	43～50	48～52	40～42	45～50

表 5－5－8 汽车乘客座椅设计参数 cm

参数名称	座高	座宽	座深	靠背高	靠背宽	扶手高	座－靠夹角/(°)	座垫倾角/(°)
参数值	44～48	45～53	42～45	53～56	同座宽	23～24	105～115	6～7

司机作用在踏板上的力也随座垫与靠背的倾角和座椅高度而变化。座椅较高以及座垫与靠背的倾角较小，则此力也较大。当座椅座垫倾角很小时，驾驶员几乎是将腿伸直来踩踏板；当靠背倾角减小时(即靠背和座垫的夹角接近 90°时)，司机的背部就获得了可靠的支承；当座椅较高时，司机的腿和踏板支杆几乎可形成一条直线，因此，在离合器或制动器传动机构沉重的汽车上，如大客车或重型载货汽车，就应设计较高的座椅，而座垫与靠背倾角宜选较小值。

图 5－5－49 所示为踏板位置相对于座椅高度和相对于座椅对称平面的横向位置对踏板力的影响。显然，使司机可以施加最大作用力的踏板位置同时也是最舒适的位置。

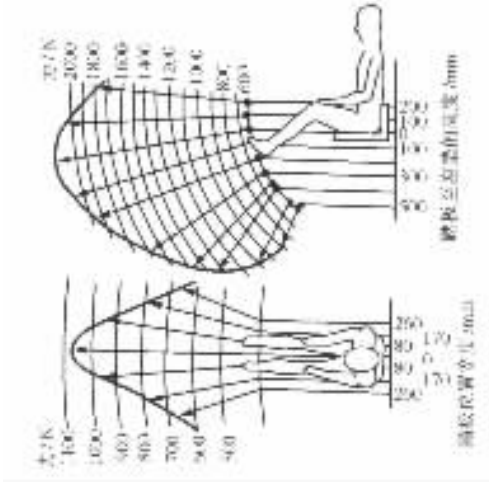


图 5－5－49　踏板位置（相对于座椅）对司机施于踏板上的作用力的影响

此外，汽车表面及内饰的色彩设计，仪表板的位置，控制或操纵系统的手柄、按钮、开关、仪表的数字或刻度大小及颜色，还有汽车振动及噪声的控制等问题的解决都会涉及到人机工程学的基本原理。所谓车身设计的人性化或人格化，就是将工程设计的方法与人机工程基本原理恰当结合。

第九节　汽车造型设计和空气动力学

一、汽车造型设计的特点及要求

汽车不仅是现代化的工业产品以及社会生产和人们日常生活中非常重要的交通工具，而且是一种精致的艺术品，是科学技术与艺术技艺高度融汇交织的结晶。汽车造型设计是汽车设计过程中的一个非常重要的组成部分。汽车造型既包含结构、功能、工艺、材料等科学技术因素，也包含艺术和社会因素，对这些诸多因素需要加以从外到内、从大到小、去粗取精、去伪存真的反复综合分析，权衡各种因素的作用和影响，形成汽车造型设计的风格和完美的艺术雕塑形体。

汽车造型设计应主要满足以下要求：

(1)使汽车具有尽可能完美的艺术形象

汽车造型艺术和其他艺术形式一样，源于生活而高于生活，应具有时代和社会的特色。良好的汽车造型应反映先进的科学技术与文化水平以及人们的审美观念。汽车造型艺术形象应为大多数人们所理解、所鉴赏、所喜爱。

汽车的造型艺术形象，不仅表现在汽车本身的雕塑形体上，而且还表现在汽车的各种内外饰件或附件上，如座椅、灯具、各种装饰品、仪表、电器等诸多部件和零件上。需要运用美学法则和构图原理对它们进行巧妙的艺术加工。在汽车造型设计过程中，除直接运用绘画、雕塑等艺术技巧外，还应努力探讨各种艺术意识形态，各种艺术创作手法和技巧，以及各种工业产品

的造型特点,研究各种艺术创作方法和技巧,作为借鉴而综合应用于汽车造型设计之中来,促进汽车造型艺术的发展。

(2)使汽车具有良好的空气动力性能

关于汽车造型的空气动力特性,将在后面两节中加以较详细的论述。

(3)应保证汽车良好的适用性

汽车造型设计必须保证汽车结构合理,乘坐安全舒适,操作方便,视野良好等使用性能。既要避免一味迁就汽车功能,忽视造型艺术的偏向;也要避免脱离功能,甚至严重损害使用功能的"唯美"偏向。造型设计应与结构设计密切配合,尽力使完美的艺术形象体现在尽可能合理的车身结构设计之中。

(4)使汽车车身设计具有良好的工艺性

汽车车身由许多大型复杂的内、外覆盖件和装饰件组成,在汽车造型设计时,应充分考虑这些零部件的制造工艺和材料选择。例如应尽量减小拉延深度,使复杂零件尽量一次拉延成功,减少冲压工序,减少材料损失,简化冲模结构和对冲压设备的复杂要求,并使零件具有良好的装焊工艺性。造型设计要和工艺设计密切配合,做到互相深入了解和兼顾对方的特点和要求,既保证造型的完美性,又保证制造工艺的方便性,以降低制造成本,增强市场竞争力。

总之,汽车造型设计的特点和过程,要求汽车造型设计师不但具有扎实的艺术功底,而且具有博大精深的工程经验和能力。

二、汽车造型的艺术技巧

汽车造型的艺术性,通过造型设计师的创作反映到汽车的形体上,造型设计师需要采取完美的艺术形式去反映一定的思想内容,就是说要有明确的目的和正确的创作态度,用高度的艺术技巧把正确的审美观和思想感情表达在汽车的艺术形象上。

人的美感是一种精神活动,人在实践过程中,经常接受作用于其感觉器官的无数刺激,并且学会了把各种因素联系起来,形成对外部世界的信号系统。这种与外界的联系,在人脑子里构成一定的概念和情趣,表现为一定的反射一当某种形象重复再现的时候,就会激起这种概念和情趣,唤起兴奋或愉快。

尽管艺术不像科学那样有严密的推理性,很难准确地下结论,尽管美的现象多种多样,人的审美观又是千差万别,但其中仍具有一定的客观规律可以遵循。在汽车造型设计过程中,既不应认为可以不遵循规律而随意发挥,又不能把客观规律视为僵化的教条,不分具体情况和场合到处套用,而应对客观规律仔细分析研究和总结,灵活运用,把握住其中的真谛。

这里简要介绍在汽车车身造型设计中应用较为广泛的一些规律。

1. 整体感、比例规律和线型组织

汽车造型与其他各种艺术品一样,最重要的是具有整体感。统一完整是汽车造型首要的标准。

整体与局部是辩证统一的,整体包括局部,局部又表现整体,整体与局部相辅相成,不可脱节。如果随便把各个互不相联的单元机械地拼凑在一起,尽管每个单元都是精心制作的精品,但由于缺乏整体感而显得繁琐和紊乱,而构不成艺术精品。因此,必须使艺术品的各个部分有机地联系起来,相互呼应,从而组成统一的整体。只有这样才能反映出一定的主题和一定的思想内容,这个艺术品才具有高度的感染力。要使汽车造型具有整体感,最重要的是要有明确的主题或主调,而且必须通过各种形式,突出表现这一艺术形象,例如使某种线条、形状、方向或

本电子书由 www.bzzw.com 免费下载

色彩占优势，被充分强调出来，而其余各部分则有组织地围绕着它进行形象的重复、再现与适当的变化，这样可以达到主次分明，获得既多样又统一的艺术效果。

为了使汽车造型获得整体感，比例规律必须充分考虑和遵循。首先必须使汽车的三度空间具有均衡的比例，如总体长、宽、高的比例关系，头部与尾部的比例关系，门窗的比例关系，虚与实、宽与窄以及凸与凹等的关系。在造型设计时，使汽车的各个尺寸重复一种或几种比例关系，或者以一个或几个数列为基础，往往能得到良好的效果。我们在实际生活中所接触的事物，只要处于正常状态，都存在着一定的数量上的比例关系。所谓匀称的比例，就在于事物内部矛盾的对立统一。人们在实践中经常遇到的一些比例关系，如果使它们在艺术品中重复再现时，常常使人易于接受和理解。研究存在于客观事物中的比例规律，是为了在艺术品各部分之间寻找适当的数量关系，艺术形象按空间展开的艺术品，其表面的比例划分是获得整体感的关键。

在古典装饰理论中，划分已知线段成两段的最佳方法是所谓‘黄金分割法’。黄金分割能产生既多样又统一的装饰效果。事实上，许多建筑物、许多商业美术品的表面划分都是按‘黄金分割’比例划分的。这一比例在汽车上的某些部分也常常采用，如图 5－5－50 所示汽车轴距与整车长度的比例统计结果。但是实际上汽车的比例和各部分尺寸受很多复杂的因素——各总成与零件的尺寸与布置、合理的重量分配、汽车的行驶性能等的影响，造型设计的任务是与总布置设计及结构设计协调，使汽车各部分的尺寸、比例关系合理，达到统一均衡、重复呼应的效果。

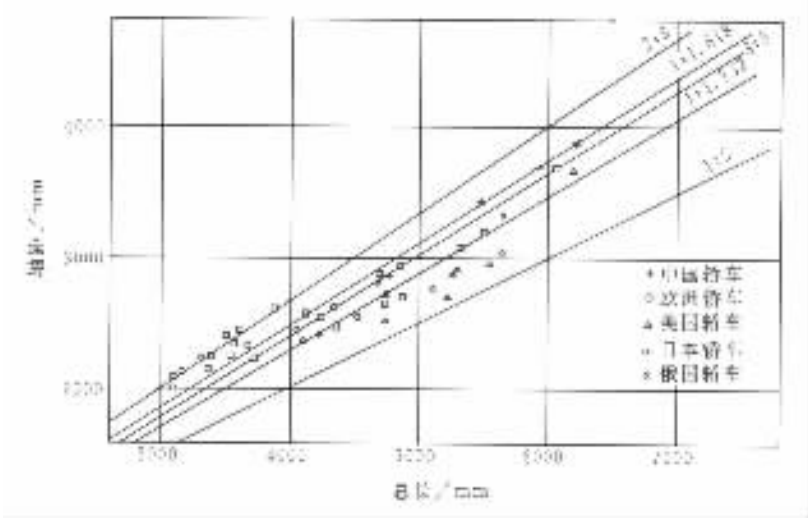


图 5－5－50　典型的汽车比例统计结果

汽车造型的整体感，除了依靠正确的比例划分之外，还须依靠巧妙的线型组织。

第一种方法是在汽车上采用重复的形样和线条。例如大客车或中级客车常常采用一些重复的部件，侧窗及窗框，使汽车各部分更加协调统一。不过这些零部件的重复使用属于精确的重复，因而显得不够活跃。图 5－5－51 是运用绘制‘比例曲线’的方法得到有变化的重复线条和形状的例子。其中(a)是轿车前翼子板切口的形状，为了使后翼子板切口的形状与它呼应，将它置于直角坐标系中，然后将 y 坐标按比例压缩，从而获得后翼子板切口的形状(如(b)所示)，用绘制‘比例曲线’的方法派生出的曲线，它们与原始曲线有一定的内在联系，又有一定的

差别，既有重复，又有变化。对美化汽车的艺术形象有很大作用。

第二种方法是在汽车上采用有组织的线条：放射的、相互平行的、相互垂直的、曲率相等以及几何形状相似的等等。图 5－5－52 为某轿车外形线型组织的典型例子。图 5－5－53 为一大客车的侧视图，其外形各处的线条相互平行或斜交，体现出既有重复又有变化，而且彼此之间有相似的比率，因此能给人以匀称协调的感觉。此外，由于窗立柱倾斜的作用，又使整车富有动感。

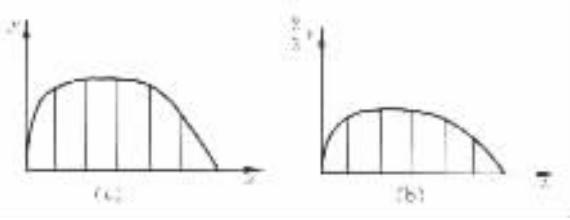


图 5－5－51 前、后翼子板切口曲线的重复与变化

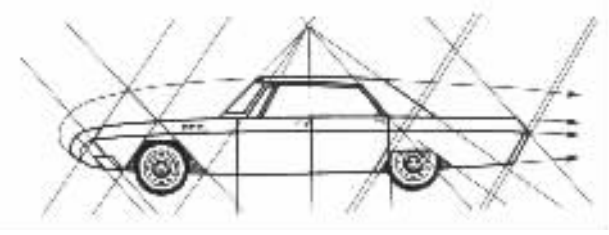


图 5－5－52 汽车外形线型组织举例

2. 汽车造型的动感和视觉规律

在汽车造型时，使其形状符合人观察事物的正常感觉规律是很重要的。

汽车的造型与建筑物与其他工艺品的造型有很多相近之处，但亦有区别，前者是活动的物体，后者是静止的物体。“轻”和“快”，是一切高速交通工具的特点，所以汽车造型设计必须使汽车获得动感。

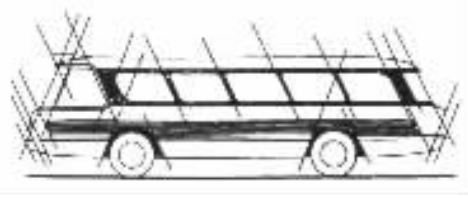


图 5－5－53 大客车外形线型组织

使汽车造型具有动感的方法有以下几种：

第一种方法是使汽车的外形、品牌或车身前端的装饰标记与自然界运动物体的外形相象。飞禽和走兽在其生命长期进化过程中形成了与运动方式相适应的矫健身躯，它们的外形自然会给人以动感。例如前苏联的 M－2f“伏尔加”轿车的前端就装饰了一个昂头抬蹄作飞奔姿态的小鹿雕塑，其车身造型也有些昂头飞奔的样子。又例如车身造型大师乔治雅罗所设计的轿车取名“Fiat Panda”是模仿中国的大熊猫的，如图 5－5－54 所示，显得更为完美巧妙。也曾有人借鉴奔马、野牛、雄狮、天鹅等动物的形象，作装饰标记或将其外形中的某些特征溶入汽车造型中，也取得了良好的效果。近年来，有的汽车甚至模仿高速航空、航天器——飞机、火箭的形状，以增强其动感。

图 5－5－54 Fiat Panda 轿车的外形图

第二种方法是使汽车具有活泼流畅的线条和光滑的表面。任何转接迟滞的形状和线条都会削弱汽车的动感。光滑的车身表面，就是说车身表面某区段在一个方向上每一点只有唯一的曲率半径。在传统的车身设计中，车身形状是通过所谓“车身制表面”的方法获得的。现代设计利用计算机辅助设计方法，可以快速准确的获得较为理想的光滑的车身表面。

使汽车获得动感的第三种方法是强调水平划分线而削弱垂直划分线。可以采用在汽车的侧面镶上水平的装饰条，刻出前后直通的浮雕线，用两种不同的色彩水平地划分汽车车身表面等方法强调水平划分线。在具体设计中往往通过减少车窗立柱的数目和宽度，增大立柱的跨距来削弱垂直划分线。某些轿车在侧窗顶部和窗台上镶上两条水平的镀条，使人的视觉由垂直立柱向两条亮度很大的水平镀条转移，从而起到削弱垂直划分线的作用。某些汽车采用茶色的侧窗玻璃并把垂直立柱涂成相同的颜色，使几块窗玻璃和立柱在视觉上融为和谐的整体，亦是近年来流行的一种巧妙的处理方法。

从上面的例子可以看出，人的视觉常常受物象吸引力的支配而起变化。此外，人眼的视错觉还会把物象感知为歪曲的形象。例如，白色的图形比同样尺寸的黑色图形看起来要大些，因为白色反射的光量较多，属扩张性。黑色吸收的光量较多，属收缩性。同理，光滑的表面比同样尺寸的粗糙表面看起来大些；饱和红色的图案比饱和蓝色同样尺寸的图案看起来小些。也是由于红色光比蓝色光的折射率小的缘故。

此外，由于人眼的惯性（视觉暂留）作用，对于高速运动的汽车，其外形、车身线条的形状，某些装饰物等都会产生与汽车静止时完全不同的感觉。合理利用这一点，会使汽车运动起来更加美观、活泼并富于动感。

三、汽车行驶时所受到的气动力和力矩

随着汽车速度的不断提高，以及在高速行驶时保证汽车的动力性、经济性、操纵稳定性和冷却通风、降低噪声等问题的需要，汽车空气动力性能越来越为人们所认识，已成为研究汽车车身设计中的基础学科之一，而且也是评价汽车车身设计和制造水平的重要依据。

汽车在行驶时，作用在汽车上的空气动力共有 3 个力：空气阻力、升力、侧向力和三个力矩：翻滚力矩（绕 X 轴）、俯仰力矩（绕 Y 轴）、偏航力矩（绕 Z 轴）。这就是通常所说的空气动力 6 分力，如图 5－5－55 所示。

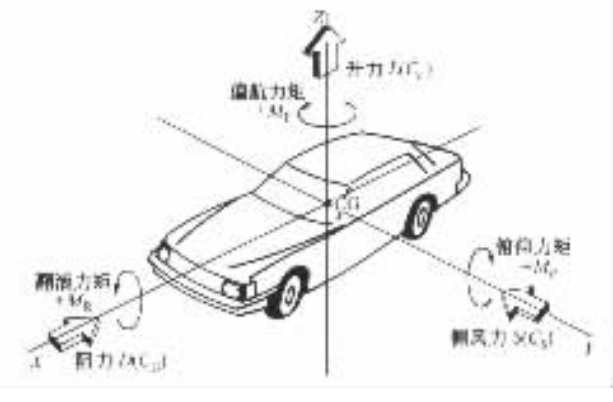


图 5－5－55　作用在汽车上的空气动力 6 分力

作用在汽车上的所有空气动力的合力作用点，称为“汽车空气动力中心”。图 5－5－56 示出了汽车空气动力中心（简称 AC）与汽车重心（简称 CG）的位置。空气动力中心的位置视汽车外形变化而异，其具体位置可以从汽车侧面形状而粗略的估测出来。图 5－5－56 同时表示了汽车空气动力中心与汽车外形的关系。

1. 空气阻力

汽车直线行驶时受到的空气作用力在行驶方向上的分力称为空气阻力。空气阻力分为压力阻力和摩擦阻力两部分。作用在汽车外形表面上的法向压力的合力在行驶方向上的分力称为压力阻力(见图 5－5－57)。摩擦阻力是由于空气的粘性在车身表面产生的切向力的合力在行驶方向的分力。压力阻力又分为四部分:形状阻力、干扰阻力、内循环阻力和诱导阻力。形状阻力占压力阻力的大部分,与车身主体形状有很大关系;干扰阻力是车身表面突出物如后视镜、门把、流水槽、悬架导向杆、驱动轴等引起的阻力;发动机冷却系、车身通风等所需空气流经车内时构成的阻力称为内循环阻力;诱导阻力是空气升力在水平方向的投影。

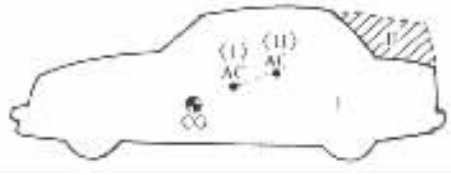


图 5－5－56 汽车空气动力中心位置及随汽车外形的变化

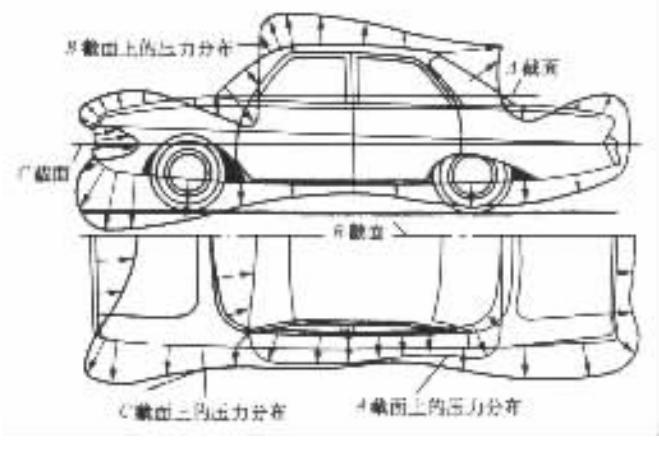


图 5－5－57 车身表面上的空气法向压力分布

在一般轿车中,这几部分阻力的大致比例为:形状阻力占 58%,干扰阻力占 14%,内循环阻力占 12%,诱导阻力占 7%,摩擦阻力占 9%。

在汽车行驶范围内,空气阻力的数值通常都总结成与气流相对速度的动压力 $\frac{1}{2}\rho u_r^2$ 成正比例的形式,即

$$F_w = \frac{1}{2} C_D \rho u_r^2 A \tag{5－5－82}$$

式中 C_D——空气阻力系数,一般讲它应是雷诺数 Re 的函数,在车速较高、动压力较高、而相应气体的粘性摩擦较小时,C_D 将不随 Re 而变化;

ρ——空气密度,一般 $\rho = 1.2258 \mathrm{kg/m^3}$

A——迎风面积,即汽车行驶方向的投影面积,$\mathrm{m^2}$;

u_r——相对速度,在无风时即汽车的行驶速度,m/s。

如相对速度 u_r 以 km/h 计,则式(5－5－82)为

$$F_w = \frac{C_D A u_r^2}{21.15} \quad \mathrm{N} \tag{5－5－83}$$

此式表明,空气阻力是与 C_D 及 A 值成正比的。A 值受到乘座空间的限制不易进一步减少,所以降低 C_D 值是降低空气阻力的主要手段。据统计,20 世纪 50 年代轿车的 C_D 值约为

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

0.45，70 年代约为 0.4，90 年代已降到 0.3～0.35。

2. 气动升力

汽车的气动升力垂直于汽车的运动方向，即垂直于地面。升力向上为正，向下为负。气动升力会降低轮胎的附着力，从而影响汽车的驱动性、操纵性和稳定性，质量轻和质心靠后的汽车对升力特别敏感。汽车在高速行驶时，前轴上所受到的正升力约占其总质量的 20%～25%，这就大大降低了前轮与路面间的附着力，当其转弯、受到阵风或路面的其他干扰时，就可能出现失控的险情。因此气动升力对汽车的安全行驶是有害的，必须尽量降低。

为什么汽车行驶中会产生气动升力呢？这和飞机机翼的原理相同，飞机的翼形，上面是凸的，下面是平或凹的（也许是凸的，但比上面凸的程度要小）。这样使流过它的气流，上面比下面的速度大。按伯努利原理，上面的压力会小于下面的压力，从而产生正升力。现在的‘三厢式’轿车，其上表面亦呈凸形，故也会产生明显的正升力。

为确定一个形体究竟是凸形还是凹形，可以该物体的上下轮廓线为界，做若干内接圆，然后将所有内接圆的圆心连成线，若此线上凸，说明物体为凸形，反之为凹形。升力与物体的形状有关，升力值的变化取决于流过物体上表面与下表面的气流是否对称。图 5－5－58 给出了物体的形状对升力的影响。

图 5－5－58　翼形和汽车外形与升力的关系

汽车与飞机不同，要求其升力为负值。所以要求汽车车身整体外形接近流线形或楔形以减小升力。在判断汽车的升力时，常用中线、弦线、迎角这类概念。中线指的是汽车横截面中心点的连线。中线与前端面和后端面的交点，称为前缘和后缘。前缘和后缘的连线称为弦线。弦线与水平线间的夹角称为迎角。一般规定前高后低的弦线，其迎角为正；反之为负，如图 5－5－59 所示。在汽车造型上，如果采用使汽车前部低矮而尾部肥厚上翘的措施，可以获得较大的负迎角。

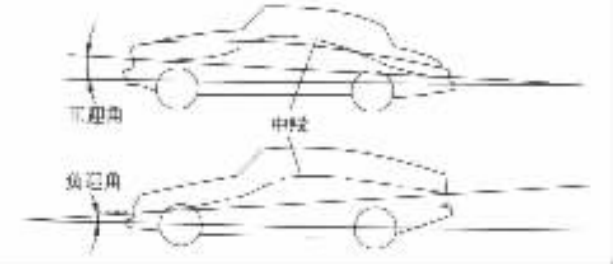


图 5－5－59　汽车的中线和迎角

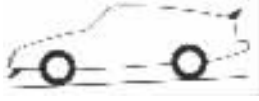
在汽车造型设计中，减小气动升力的主要措施有以下几个方面：

①采用负迎角造型，可使流入汽车底部的空气减少，避免底部气流阻塞，也有利于底部空

气向尾部低压区疏导，使底部气流保持一定的流速，从而减小升力。

②在汽车前端底部加一个扰流板，可减少进入底部的气流量，还能使底部气流顺利地向尾部或侧面流动，并保持一定的流速，这样可使升力系数下降。表 5－5－9 表示未加扰流板和加装扰流板的汽车升力系数的变化情况。

表 5－5－9 汽车后部和前部加装扰流板对升力系数 C_z 的影响

车 型	前轮升力系数 C_{zF}	后轮升力系数 C_{zR}	总升力系数 $C_z = C_{zF} + C_{zR}$
基本型	0.301	0.126	0.427
后部装扰流板	0.313	0.007	0.320
 后部和前部装扰流板	0.280	0.016	0.296

③使汽车底板的尾部向上翘起一个角度以疏导底部气流，可降低升力系数。

④汽车地板还应向两侧面略为翘起，使底部气流有一部分流向两个侧面。由于汽车的两侧是对称的，不会形成压差，两侧面的压力低于底部压力，当气流向两侧疏导时加快了底部的气流速度而使升力下降。

此外，在高速赛车的尾部增加机翼倒置的负升力翼，以加大负升力。

3. 侧向力和汽车的空气动力稳定性

在汽车行驶中遇到侧向自然风，或汽车在转弯、让车、超车等情况下，就会存在气动侧向力、偏航力矩和翻滚力矩。如果侧风强烈或汽车外形设计不当，则在严重情况下会使汽车失去稳定性而造成严重事故。这就是汽车的空气动力稳定性。

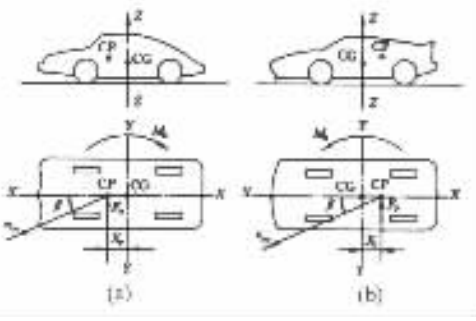


图 5－5－60 风压中心位置对汽车的空气动力稳定性的影响

前述的汽车空气动力中心（AC）又称风压中心（CP）。风压中心的位置对汽车空气动力稳定性影响较大。设风压中心到质心（CG）的距离在 X 轴的投影为 X_c，当风压中心的位置处于质心的前面时（靠近前轴），横摆力矩 $M_z = F_y \cdot X_c$ 使汽车绕 Z 轴顺时针方向转动（如图 5－5－60(a)），即顺侧向风转动，进一步增强侧向风力的作用，从而导致恶性循环使汽车失稳。若风压中心在质心之后（如图 5－5－60(b)），则横摆力矩 M_z 使汽车产生逆时针方向转动，从而削弱侧向风力的作用，使汽车趋

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

于稳定。因此，造型设计时，应尽量减小汽车前部侧面的投影面积，使风压中心靠近后轴。有些汽车的后部还仿效飞机采用加尾翅的造型，这样，除了有动感外，还在于提高侧风的稳定性，见图 5－5－61。近年来广泛流行的长头短舱的跑车造型，行李箱保持较大高度的半快背式轿车造型，以及尾部有较大厚度的截尾式快背轿车造型，是与其良好的空气动力稳定性分不开的。

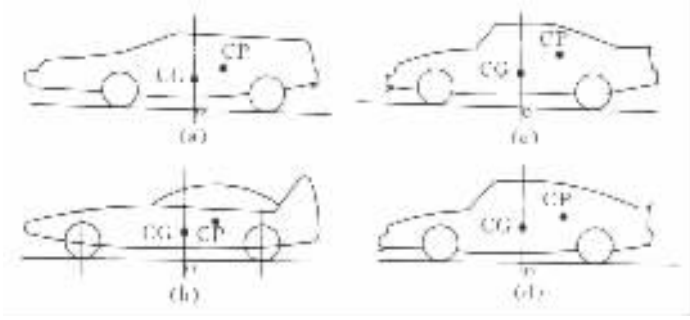


图 5－5－61　从空气动力稳定性观点看较理想的车身外形
(a)长头短舱跑车；(b)带尾翅的跑车；
(c)半快背式轿车；(d)快背式轿车

此外，通过空气动力学的研究和对汽车进行风洞试验，可以得到汽车周围的气流分布情况——流谱，以及汽车周围的气体压强分布情况，如图 5－5－62 和图 5－5－63 所示。从而可以决定汽车乘坐室的通风口应位于何处，车外装饰件及发动机冷却气流的正确导向等问题。

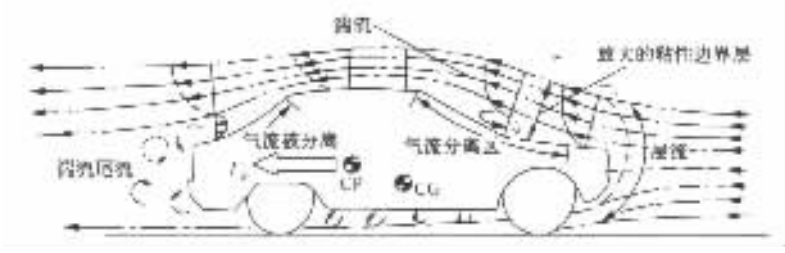


图 5－5－62　汽车表面的附面层和流谱

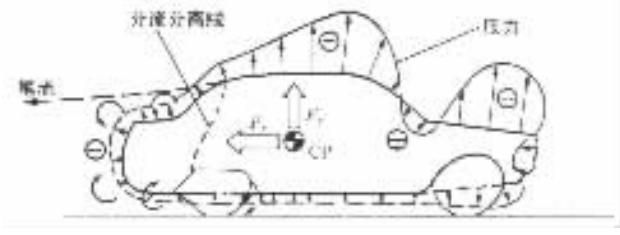


图 5－5－63　汽车周围的压强分布与尾部流谱

第十节　车身结构设计和碰撞安全性

在确定了车身的总体尺寸及造型后，就可以进行汽车的车身具体结构设计。

一、车身结构设计的要求

1. 必须满足车身整体和各部分刚度、强度和寿命的要求

车身刚度不足，将会引起车身的门框、窗框、发动机舱口及行李箱口等部位的较大变形，导致玻璃破裂、车门卡死；刚度低必然伴随有低的固有振动频率，易发生结构的共振和噪声，并削弱结构接头的连接强度。此外还会影响安装在底架上的底盘总成的相对位置。而结构强度低则将会引起车身结构零件早期出现裂纹和疲劳断裂。

为此，在车身结构设计中必须进行强度、刚度的静态和动态有限元分析计算。目前已经开发了许多专用于结构分析的有限元商业软件，如美国宇航结构分析软件 NASTRAN，ANSYS，ALGOR FEAS 等。

图 5－5－64 和图 5－5－65 分别为客车和货车车身有限元分析模型。

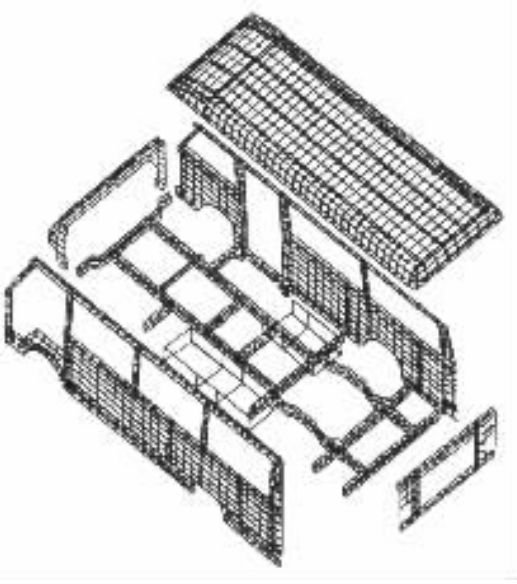


图 5－5－64 轻型客车车身有限元模型

2. 减轻自重

在满足整车尺寸、形状要求以及刚度和强度要求的前提下，应尽量减轻车身自重，这样不但可以节省材料，降低制造成本，而且由于自重的降低，可以在相同的发动机功率下提高动力性和燃油经济性，降低使用成本，节省燃油。减轻车身结构自重的方法主要有两种：其一是轻量化结构设计。车身大都采用框架结构，其承载骨架采用受力最为合理的薄壁空心截面。如图 5－5－66 所示。其二是大量采用铝、镁等轻金属合金、塑料以及纤维增强复合材料（玻璃钢）等新材料取代传统的钢材来制造汽车车身。例如，美国福特汽车公司在“新一代汽车合作计划（PNGV）”中研制的概念样车“Synergy2010”车身，大量采用轻金属合金和新的塑料，其车身总重比同样级别的轿车减轻 40%（1100 磅）。这可能代表今后车身轻量化的方向。

图 5－5－65 载货汽车车身和车架有限元模型

3. 制造工艺性

车身基本上是由钢板冲压成形并焊接在一起的薄壁厢式结构。其冲压、焊接、喷涂及总装的工艺性是结构设计非常重要的内容。同时要考虑使用中的维修问题。把那些易损、易撞、经常需要修理或更换的部件要单独分块，易于更换。这些内容在“汽车车身制造工艺”中有较为

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

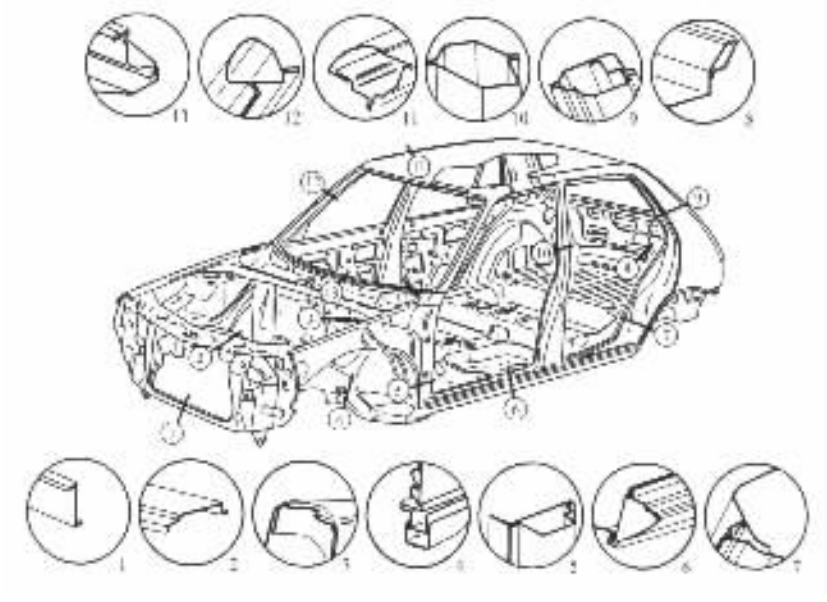


图 5－5－66　轿车车身结构及主要梁柱的截面

详尽的论述。

二、车内振动及噪声诊断和控制

汽车在行驶中，由于路面不平而引起车身结构板件的振动和辐射出噪声。经分析测试表明，其频率主要在 20～200Hz 的低频段，经车身乘坐室空腔的共鸣作用会使这些噪声放大。如果采用吸声材料吸收这类噪声，可能因为噪声频率低而需要的材料数量很大。因此，国外汽车厂商采用的最实际的解决方案是汽车结构修改。但是由于在所感兴趣的频率范围内，结构的模态数量之大和在各种壁板运动之间的相位关系的重要性，所以矫正性的结构修改并不容易由试验来确定。因此这种类型的噪声问题最好采用一种分析—实验的综合方法来处理。

利用有限元法解决车身乘坐室空腔共鸣噪声的分析问题，在国外已采用多年，称为声学有限元分析法。因为有限元法不仅是结构分析技术的支柱，而且提供了一种相当广义的近似分析法。其基础是以相互连接的有限数量的单元来代表一个连续体。这个方法可应用于许多非结构问题，而对于其中的许多问题，单元性质具有与结构模型相同的基本特点。一些大家很熟悉的应用是热传导、流体的无旋流动、电势的分布、多孔介质的扩散和液动润滑等。有限元法在稳态和瞬态场问题的应用与车内噪声分析有特别密切的关系，因为空腔声学问题属于此范畴。

由于汽车的乘坐室形成一个封闭空腔，所以会产生与封闭管类似的共振条件。这些共振的特征是与具体的压力分布（振型）和固有频率相联系的声学振动模态（行波）。对于强迫振动条件，在任何内部位置上的总压力取决于各个内部模态被激励的方式。空腔声学模态通过边界条件与周围结构的振动相耦合。边界条件建立了封闭空气的运动和振动壁板运动之间的关系。因此，总的内部压力（噪声）显然取决于空腔声学特性和汽车的结构动力特性。

因为汽车的空腔形状不规则，其共振频率和振型不能用像计算直管频率的振型所用的简单公式来预测。这些共振模态可采用有限元法来计算。为了简化计算，有时可以忽略沿车身

横向的压力变化，应用二维分析，由通过汽车的一个纵向垂直断面来代表乘坐室。图 5－5－67 表示乘坐室的二维声学有限元模型。

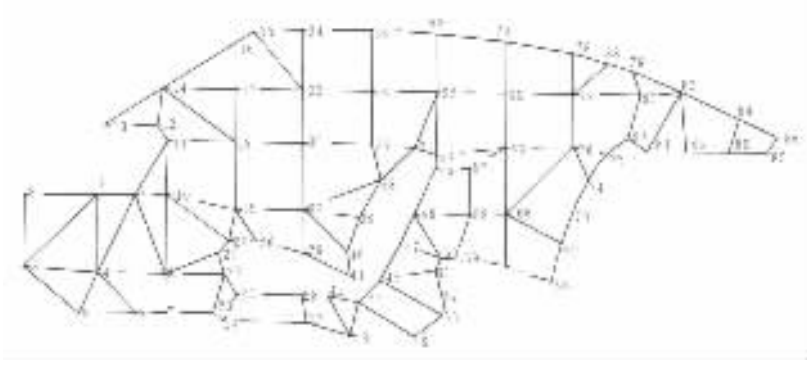


图 5－5－67 乘坐室的声学有限元模型

在初步分析中假定有限元模型中的壁板为刚性的，计算汽车的声学模态和频率所需的唯一数据是乘坐室的几何形状。图 5－5－68 表示三种不同形状的乘坐室及其第一纵向声学模态。图中的虚线表示节线（零声压），而正负号表示声压的相对相位。

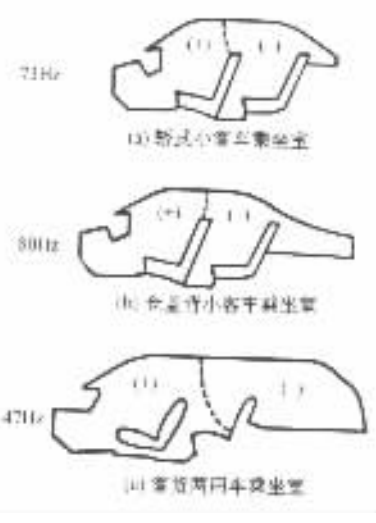


图 5－5－68 三种不同形状乘坐室的第一声学模态

采用分析与实验相结合的方法来诊断车内噪声源是由那些壁板的振动产生的，可应用图 5－5－69 所示的诊断技术简图。其诊断步骤如下：首先进行道路试验来确定低频噪声的主导频率；接着在实验室以该频率对小客车激振，并测量周围壁板的振动；再用这些壁板的振动作为声学有限元模型的输入来计算每个壁板在乘坐室产生的噪声的大小和相位；然后在如图 5－5－69 所示的极坐标图中显示出各个壁板对噪声的贡献。该图将清楚地指示出每个壁板在产生车内噪声中的重要作用。总噪声是各个壁板产生的声压的向量和。应该指出，由极坐标所提供的相位信息是很有启发性的。例如，若减小产生与总声压明显反相的声压分量的壁板运动，将会有增加声压的作用。

三、车身结构与碰撞安全性

自从汽车问世以后，安全就是它的一个重要准则。车辆不断地得到改进并做得更安全更可靠。到 20 世纪 60 年代，对抗碰撞强度的兴趣才对汽车结构性能提出新而难的要求。结构设计工程师已面临必须设计一种在冲击下将以预定的方式变形的结构的前景。结构变形（撞压）必须能够控制，而变形能必须与冲击动能相平衡。在碰撞事故发生时，作用于乘员的力和加速度必须限制在一定程度，即对乘员的伤害尽量控制在最低程度，并保证生存的空间，使乘员有被解救的可能。

1. 伤害指数和脑损伤程度

当出现碰撞时，会出现加速度并由此而产生力，最后可能导致乘员被伤害。除了身体的机械损伤外，这种加速度在一定的作用持续时间中，还会发生不可逆转的脑损伤。为了评价此伤

害程度，引入了碰撞加速度对时间的积分值，作为伤害指数，即

$$SI = \int_{o}^{t} a^{2.5} \cdot \mathrm{d}t \quad (5-5-84)$$

式中　SI——伤害指数；

a——碰撞减速度；

t——持续时间，ms；

一般规定 SI 值不应超过 1000。

专门用于评价脑损伤程度的值用 HIC 表示，其定义为：

$$HIC = a_{\mathrm{m}}^{2.5} \cdot \Delta t \quad (5-5-85)$$

式中，n_{m} 为在 Δt 时间段内的平均减速度。

HIC 值也不应该超过 1000。

2. 汽车碰撞安全标准

制定汽车碰撞安全标准的主要目的是提供碰撞时和碰撞后乘员的冲击保护。在每个系列标准中，设计准则应包括指定结构——整车或零部件，必须通过特定的验证试验。在所有验证试验中，加载条件是确定的，而仅当相应的结构响应等于或优于规定条件时，一个设计才是可以接受的。

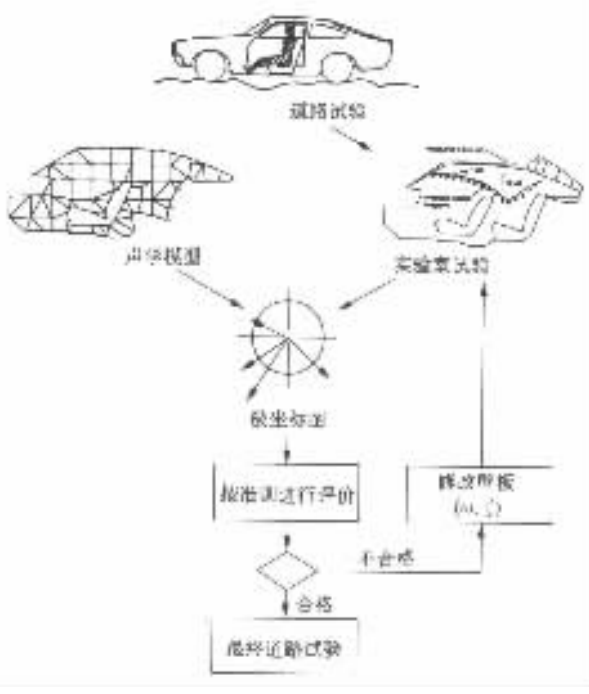


图 5－5－69　结构噪声问题的诊断技术

汽车碰撞安全标准主要分为四个部分，每个部分又包括一些严格的标准，对各种试验条件和结果提出详细的要求。这四部分为：整车结构；车门部件；保险杠总成；座椅总成。

限于篇幅，这里只介绍“整车结构”中的一些标准。主要是三个冲击试验和一个车顶撞压抗力试验。图 5－5－70 所示为三个方向的冲击试验；图 5－5－71 为车顶撞压试验。

按照美国的汽车安全标准（MVSS）规定，对这四个试验的主要要求是：

（1）汽车对前面固定障碍物的冲击

该试验代表最严重的汽车碰撞类型。汽车以 48.3km/h 车速对其前面的固定障碍物冲击，在动力学上与两辆相同的汽车以 96.6km/h 的接近速度迎面碰撞相等价。冲击试验后要求涉及车辆前部结构的撞压能量控制的设计和在前面障碍物冲击下乘坐室的完整性。这些要求的具体细节如下：

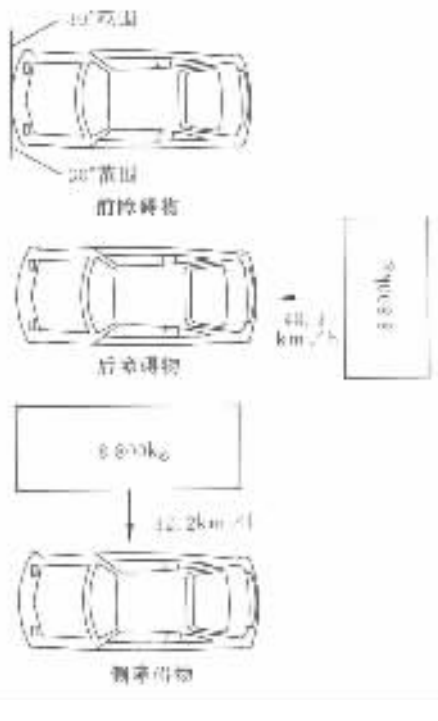


图 5－5－70　障碍物冲击试验

转向系统的后移量：冲击后转向柱和轴上端沿水平方向被向后推移量不应超过 127mm（见图 5－5－72）。限制转向系向后移进乘坐室的位移量可指望减少驾驶员的胸、颈和头部伤害

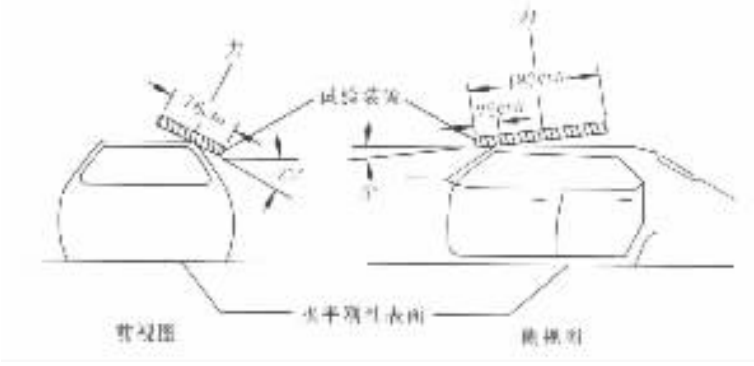


图 5－5－71 车顶撞压试验

的可能性。

挡风玻璃安装条的完整性：冲击试验以后，在车中心两侧的挡风玻璃安装条必须能够保留 75% 的周边。这个要求的目的是借撞击时保存汽车挡风玻璃，因而充分利用挡风玻璃的抗穿透和避免伤害的性质以防止乘员从车内抛出来，从而减少撞击伤亡。

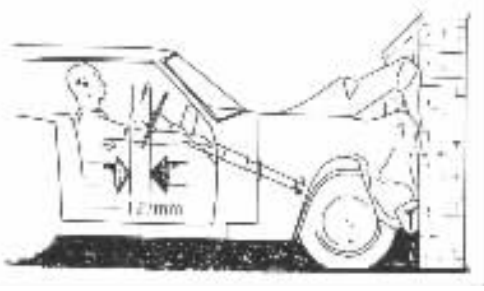


图 5－5－72 对前障碍冲击时的转向系后移量

燃料系统的完整性：试验时燃料系加满至 90%～95% 容量，冲击时导致燃料的损失不应超过 30mL，或冲击中止后每隔 5min（共测 3 次），整个燃料系的燃料损失不超过 150mL。另外，在冲击试验后必须进行一次静力翻车试验。在此试验期间，车辆绕其纵轴转动 270°，每次 90°。从旋转运动开始，在每个相继的 90°转动的头 5min 试验中燃料涌出量总共不应超过 150mL。在剩下的试验期间，每 1min 间隔中燃料漏出量不应超过 30mL。这个要求的目的是减少汽车撞击时和撞击后，由燃料溢出引起火灾而发生更大的伤害。

(2) 车后移动障碍物对汽车的冲击

移动式障碍物包括冲击表面、支承结构和滑轨，具有 8800kg 的质量。当车辆解除制动，变速器置空档，受到以 48.3km/h 速度运动的障碍物从后面冲击时，燃料溢出量不应超过汽车对前面障碍物冲击中规定的限制。

(3) 侧向移动障碍物对汽车的冲击

除了障碍物和车辆的布置以外，侧向移动障碍物试验条件与车后移动障碍物冲击所规定的相同。在此试验中障碍物以 32.2km/h 的速度沿垂直于车辆纵轴的方向移动。撞击后要求燃料溢出量不应超过汽车对前面障碍物冲击中规定的限制。

(4) 车顶抗撞压强度

为限制在翻车事故中车顶突进乘坐室，小轿车车顶必须满足一定的静力负荷要求：加载装置为一刚性下表面为矩形（76cm×183cm）平面，加载方向为前视图倾斜 25°，侧视图倾斜 5°（见图 5－5－71），加载力为车辆重量的 1.5 倍或 22240N 两者中较小者。要求试验装置的移动量不应超过 127mm。车辆的左前角和右前角都必须满足这个要求。但一辆车仅需在任一个位置进行试验。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

其他碰撞安全性的标准请参考有关标准及文献资料。

3. 车身碰撞安全性设计

为了确保达到碰撞安全性标准，在汽车发生碰撞事故时能保护乘员，减少伤害，在车身设计时必须遵循两条原则：其一是在碰撞时车身指定部位必须能够变形，以吸收碰撞能量，降低碰撞加速度以降低撞击力，从而使伤害指数 *SI* 和脑伤害程度值 *HIC* 控制在规定的值以内。其二是变形应该能够控制，应该保证乘坐室的完整性，以便为乘员提供生存空间。也就是说，从整车刚度分布考虑，汽车的前舱（发动机舱）和后行李舱的设计刚度较低，在碰撞时可以变形以吸收撞击能量；而中间乘客舱的刚度要比较大，在碰撞时必须少变形，以保存生命空间。

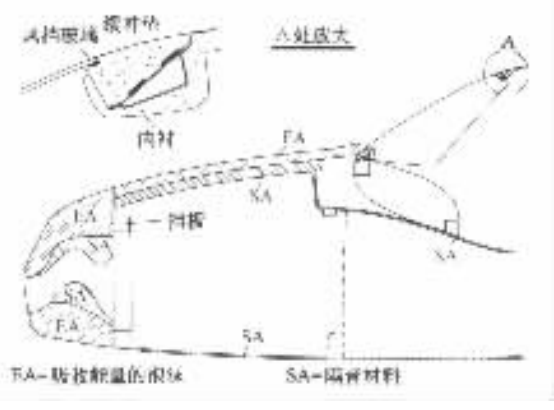


图 5－5－73　汽车头部的“软”设计结构

在许多安全汽车上已经应用了安全结构设计。例如，能吸收能量的汽车头部“软”设计结构（图 5－5－73）。碰撞时能使发动机向下移动而不会侵入乘坐室的结构设计（图 5－5－74）。

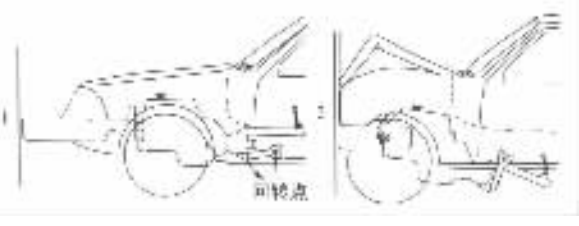


图 5－5－74　碰撞时能使发动机向下移动的结构

另外，为了防止撞车时转向盘及转向轴、转向管柱后移量太大，许多汽车上采用了带有缓冲装置的安全转向器机构设计，在发生碰撞事故时，转向管柱可以纵向移动。图 5－5－75 是这种结构的示意图。为了防止侧面碰撞时对乘坐室的过度损伤，在 *B* 柱处增加了大尺寸的横梁和门纵梁（如图 5－5－76 所示），增加侧向刚度。

还有一种碰撞安全系统就是气囊系统，如图 5－5－77 所示。装用此系统的车辆当发生撞车事故时，位于转向盘中的气囊在很短的时间内（30ms）充满空气，形成一个防护撞击的气垫。现在许多中、高档车在侧门上也装备了安全气囊，以保护侧面碰撞时乘员的安全。

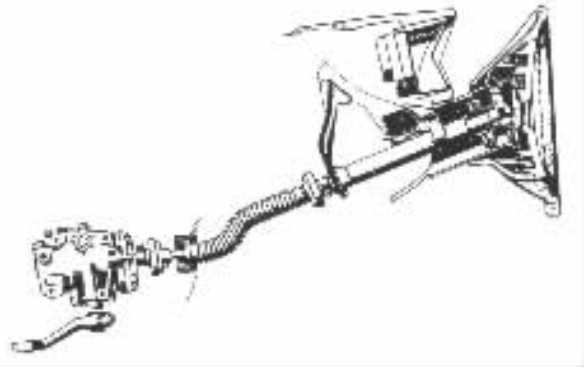


图 5－5－75　带缓冲装置的安全转向器（转向柱可纵向移动）

四、车身设计的新进展

未来的汽车行业面临的最大问题是尽量节省能源和原材料消耗，以及降低对环境的污染。即汽车的制造、使用和废旧汽车回收处理整个“生命周期”内，要尽量减少对地球资源的消耗和对环境的破坏。在这个意义上可以说，未来的车身设计极大程度上取决于材料和制造工艺，新材料和新工艺将会使车身设计和制造发生深刻的变化。在车身制造材料方面将主要是钢材、铝合金和纤维增强塑料。具有较

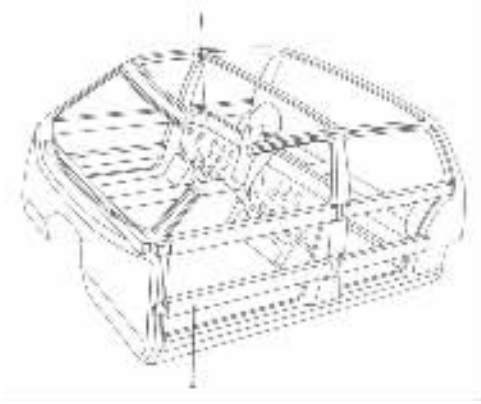


图 5－5－76 采用 *B* 柱加横梁和门纵梁以提高侧面刚度

1－横梁；2－门纵梁

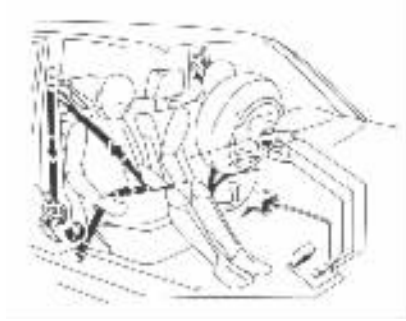


图 5－5－77 气囊式安全系统

高刚度和能量吸收能力的车身梁、柱结构还必须用钢材制造。需要一定强度的零件可以用铝合金或玻璃纤维增强塑料制造。受力相对较小的外壳零件更适于用玻璃纤维增强塑料制造。按此方针产生的车身结构见图 5－5－78。图中车身结构是先用钢材制成整体骨架，然后再热镀锌。外壳零件大多是用玻璃纤维增强塑料制成的。发动机罩和车顶盖由带聚氨基甲酸乙脂泡沫芯的夹层材料和在两层聚脂层之间填充金属增强物质制成。

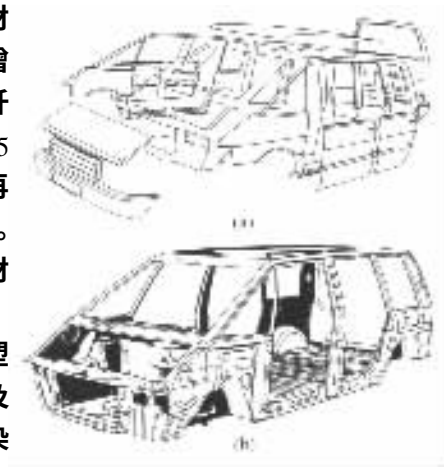


图 5－5－78 全塑料覆盖件和镀锌骨架车身

如果要使这种设计适合于大批量生产，必须解决塑料件在生产过程中对环境的污染和生产效率问题，以及维修的方便性等问题，还要考虑报废车身对环境的污染问题。车身覆盖件中大量采用塑料件的优点是：

(1)可用简单的设备和模具生产出复杂的零部件以及整体结构，降低制造周期和成本。

(2)质量轻，可大大减轻整车自重。

(3)抗腐蚀性好，且不用复杂的喷涂工艺。

(4)抗撞击性能好，用此材料制成的车身前部，可使伤害指数 SJ 和脑损伤程度值 *HIC* 有较大的降低。

第十一节 车身试验

在前几节中已经粗略地介绍了车身部分性能的试验方法、试验标准及试验结果分析，例如车身空气动力性能、车内噪声的测量和分析处理方法、车身碰撞试验标准及试验方法等。这里主要介绍车身静刚度和疲劳强度的试验方法和有关结果分析。在新车型的开发或车身局部结构改变时，尽管目前已经有了较为成熟和精度高的计算机分析计算软件，但是试验工作仍然是不可省略的。它是计算结果的补充和验证，是最终确定车身性能的依据。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

1. 车身刚度测量

车身刚度除了通过实车道路试验、实际使用试验等综合考核以外，还要进行许多室内台架试验。图 5－5－79 所示为测量抗弯和抗扭刚度的某试验车身的台架试验示意图，车身的支承必须使力的输入点符合实际情况，如有可能，装上行走机构并将悬架弹簧锁死后进行测量。图 5－5－80 为测量过程中测点布置和测出的典型车身弯曲和扭转变形曲线。测点位于车身下侧，测量数据为车身框架的垂直变形量。

除了扭转和弯曲刚度之外，框架的剪切变形也很有意义，因此对框架对角线的变化量也进行了测量，对该试验车身的测量结果见图 5－5－81。

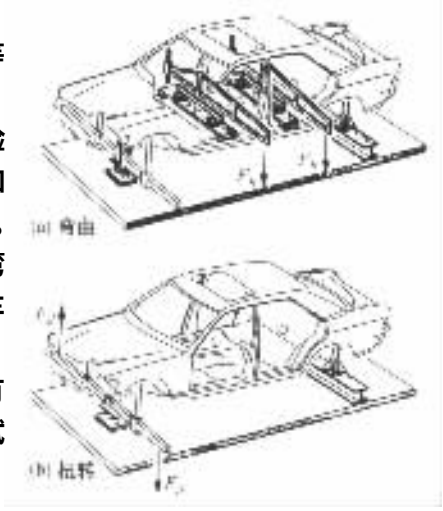


图 5－5－79　车身静态刚度测量试验

2. 车身疲劳强度试验

汽车在行驶过程中车身承受着不同大小和频率的随机动态负荷，这种动态负荷是车身疲劳损坏的主要原因。通过大量的行驶试验和数据分析处理，可以获得这种动态负荷，这就是台架试验的基础。通过液力脉冲加载机构和如图 5－5－82 所示的试验装置，可以对车身进行疲劳强度试验。在车身某些重要部位还可以得出动态负荷和疲劳失效的关系。

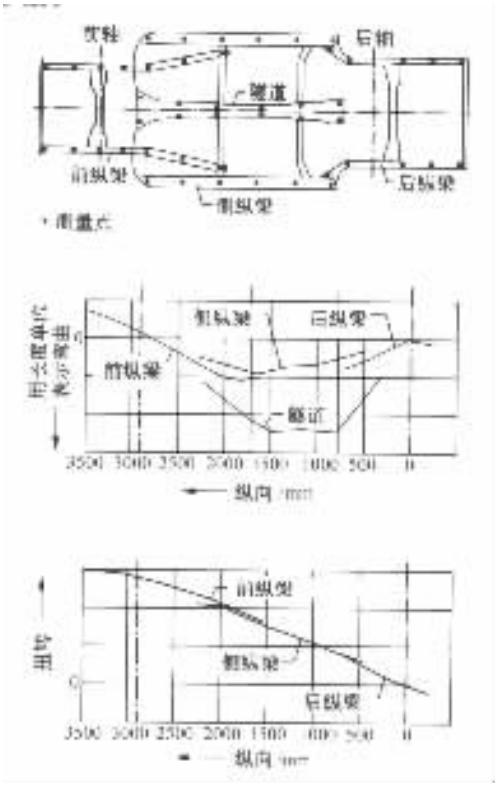


图 5－5－80　测点位置和测出的扭转和弯曲变形曲线

此外，车身还要进行防雨、密封、隔热、防腐等性能试验。通过激振试验，还可以对车身结

构进行模态分析，了解其动态特性。

车身的某些重要部件，例如，车门、座椅、保险杠、门锁、玻璃等还要按其使用要求进行专门的试验。其试验方法和标准请参阅有关资料。

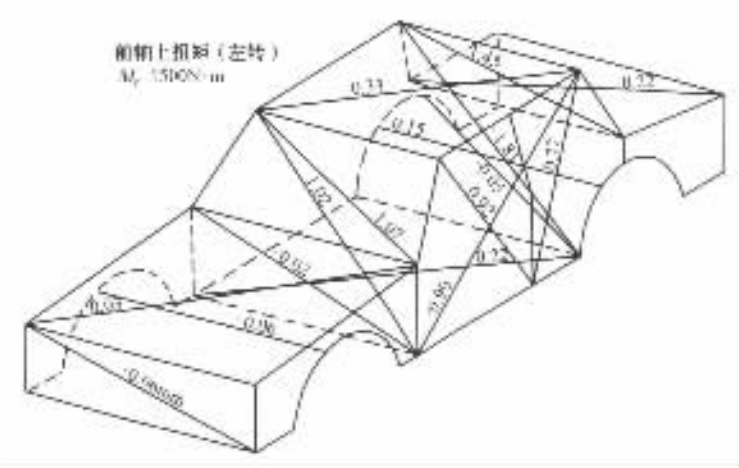


图 5－5－81 在扭转负荷下测得的对角线变化

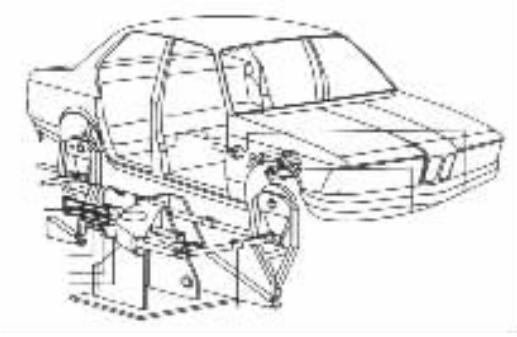


图 5－5－82 车身疲劳强度试验装置

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

第六篇
汽车转向系统设计

第一章　汽车转向系统概述

第一节　概　　述

汽车在行驶过程中，需按驾驶员的意志经常改变其行驶方向，即所谓汽车转向。就轮式汽车而言，实现汽车转向的方法是，驾驶员通过一套专设的机构，使汽车转向桥（一般是前桥）上的车轮（转向轮）相对于汽车纵轴线偏转一定角度。在汽车直线行驶时，往往转向轮也会受到路面侧向干扰力的作用，自动偏转而改变行驶方向。此时，驾驶员也可以利用这套机构使转向轮向相反方向偏转，从而使汽车恢复原来的行驶方向。这一套用来改变或恢复汽车行驶方向的专设机构，即称为汽车转向系统（俗称汽车转向系）。因此，汽车转向系的功用是，保证汽车能按驾驶员的意志而进行转向行驶。

一、汽车转向系的类型和组成

汽车转向系可按转向能源的不同分为机械转向系和动力转向系两大类。

1. 机械转向系

机械转向系以驾驶员的体力作为转向能源，其中所有传力件都是机械的。机械转向系由转向操纵机构、转向器和转向传动机构三大部分组成。

图 6－1－1 所示为机械转向系的组成和布置示意图。当汽车转向时，驾驶员对转向盘 1 施加一个转向力矩。该力矩通过转向轴 2、转向万向节 3 和转向传动轴 4 输入转向器 5。经转向器放大后的力矩和减速后的运动传到转向摇臂 6，再经过转向直拉杆 7 传给固定于左转向节 9 上的转向节臂 8，使左转向节和它所支承的左转向轮偏转。为使右转向节 13 及其支承的右转向轮随之偏转相应角度，还设置了转向梯形。转向梯形由固定在左、右转向节上的梯形臂

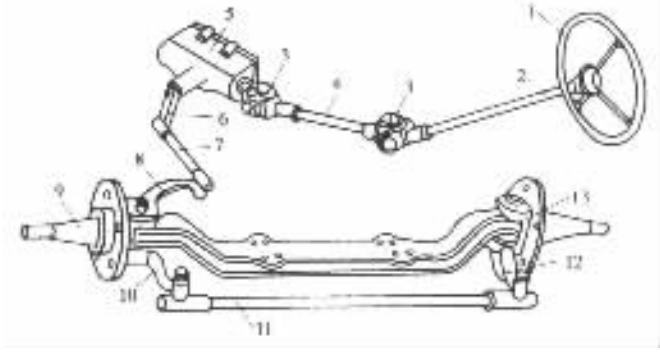


图 6－1－1　机械转向系示意图

1－转向盘；2－转向轴；3－转向万向节；4－转向传动轴；5－转向器；
6－转向摇臂；7－转向直拉杆；8－转向节臂；9－左转向节；
10、12－梯形臂；11－转向横拉杆；13－右转向节

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

10、12 和两端与梯形臂作球铰链连接的转向横拉杆 11 组成。

从转向盘到转向传动轴这一系列部件和零件属于转向操纵机构。由转向摇臂至转向梯形这一系列部件和零件(不含转向节)均属于转向传动机构。

目前,许多国内外生产的新车型在转向操纵机构中采用了万向传动装置(转向万向节和转向传动轴)。这有助于转向盘和转向器等部件和组件的通用化和系列化。只要适当改变转向万向传动装置的几何参数,便可满足各种变型车的总布置要求。即使在转向盘与转向器同轴线的情况下,其间也可采用万向传动装置,以补偿由于部件在车上的安装误差和安装基体(驾驶室、车架)的变形所造成的二者轴线实际上的不重合。

转向盘在驾驶室安置位置与各国交通法规规定车辆靠道路左侧还是右侧通行有关。包括我国在内的大多数国家规定车辆右侧通行,相应地应将转向盘安置在驾驶室左侧。这样,驾驶员的左方视野较广阔,有利于两车安全交会。相反,在一些规定车辆靠左侧通行的国家和地区使用的汽车上,转向盘则应安置在驾驶室右侧。

2. 动力转向系

动力转向系是兼用驾驶员体力和发动机动力为转向能源的转向系。在正常情况下,汽车转向所需能量,只有一小部分由驾驶员提供,而大部分是由发动机通过动力转向装置提供的。但在动力转向装置失效时,一般还应当能由驾驶员独立承担汽车转向任务。因此,动力转向系是在机械转向系的基础上加设一套动力转向装置而形成的。

对最大总质量在 50t 以上的重型汽车而言,一旦动力转向装置失效,驾驶员通过机械传动系加于转向节的力远不足以使转向轮偏转而实现转向。故这种汽车的动力转向装置应当特别可靠。

图 6-1-2 为一种液压动力转向系的组成和液压动力转向装置的管路布置示意图。其中属于动力转向装置的部件是 转向油罐 9、转向油泵 10、转向控制阀 5 和转向动力缸 12。当驾驶员逆时针转动转向盘 1(左转向)时,转向摇臂 7 带动转向直拉杆 6 前移。直拉杆的拉力作用于转向节臂 4,并依次传到梯形臂 3 和转向横拉杆 11,使之右移。与此同时,转向直拉杆还带动转向控制阀 5 中的滑阀,使转向动力缸 12 的右腔接通液面压力为零的转向油罐。油泵 10 的高压油进入转向动力缸的左腔,于是转向动力缸的活塞上受到向右的液压作用力便经推杆施加在横拉杆 11 上,也使之右移。这样,驾驶员施于转向盘上很小的转向力矩,便可克服地面作用于转向轮上的转向阻力矩。

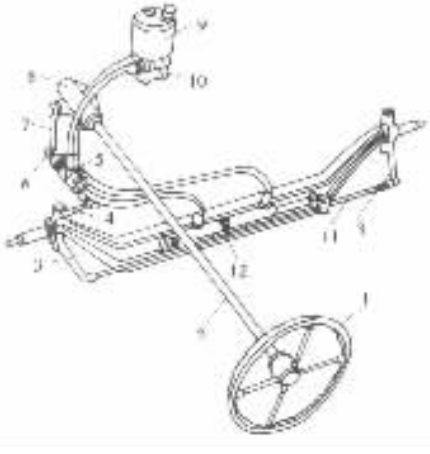


图 6-1-2 动力转向系示意图

1-转向盘;2-转向轴轴;3-梯形臂;4-转向节臂;5-转向控制阀;6-转向直拉杆;7-转向摇臂;8-机械转向器;9-转向油罐;10-转向油泵;11-转向横拉杆;12-转向动力缸

二、两侧转向轮偏转角之间的理想关系式

为了避免在汽车转向时产生的路面对汽车行驶的附加阻力和轮胎过快磨损,要求转向系能保证在汽车转向时,所有车轮均作纯滚动。显然,这只有在所有车轮的轴线都相交于一点时方能实现。此交点 O 称为转向中心(图 6-1-3)。由图可见,内转向轮偏转角 β 应大于外转向轮偏转角 α。在车轮为绝对刚体的似设条件下,角 α 与 β 的理想关系式应是

$$\cot\alpha = \cot\beta + \frac{B}{L}$$

式中：B——两侧主销轴线与地面相交点之间的距离；

L——汽车轴距。

为此，必须精心确定转向传动机构中的转向梯形的几何参数。但是迄今为止，所有汽车的转向梯形实际上都只能设计得在一定的车轮偏转角范围内，使两侧车轮偏转角的关系大体上接近于理想关系。

由转向中心 O 到外转向轮与地面接触点的距离称为汽车转弯半径。转弯半径愈小，则汽车转向所需场地就愈小。由图可知，当外转向轮偏转角达到最大值 α_{max} 时，转弯半径 R 最小。在图示的理想情况下，最小转弯半径 R_{min} 与 α_{max} 的关系为

$$R_{min} = \frac{L}{\sin\alpha_{max}}$$

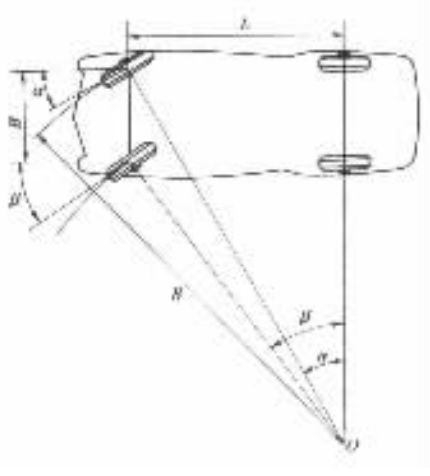


图 6－1－3　双轴汽车转向时理想的两侧转向轮偏转角的关系

对于只用前桥转向的三轴汽车，由于中轮和后轮的轴线总是平行的，故不存在理想的转向中心。计算转弯半径时，可以用一根与中、后轮轴线等距离的平行线作为似想的与原三轴汽车相当的双轴汽车的后轮轴线。

对于用第一、第三两车桥转向的三轴汽车（图 6－1－4a），可以第二桥车轮轴线为基线，分别利用上式求出第一桥和第三桥两侧车轮偏转角之间的理想关系式，作为设计上述两车桥的转向梯形的依据。对于利用第一、第二两车桥转向的四轴汽车（图 6－1－4b），可以第三、四两桥轴线之间的中间平行线为基线，分别求出这两转向桥两侧车轮偏转角的近似理想关系。显然，对上述两种汽车，都可得到下列理想的或近似理想的关系式：

$$\cot\alpha_1 = \cot\beta_1 + \frac{B}{L_1}$$

$$\cot\alpha_2 = \cot\beta_2 + \frac{B}{L_2}$$

在图 6－1－4a）中，若 $L_1 = L_2 = L/2$，则应有

$$\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha \qquad \beta_1 = \beta_2 = \beta$$

且最小转弯半径

$$R_{min} = \frac{L}{2\sin\alpha_{max}}$$

即图 6－1－4a）所示的汽车的转弯半径仅为同轴距的前轮转向双轴汽车的转弯半径的 1/2。

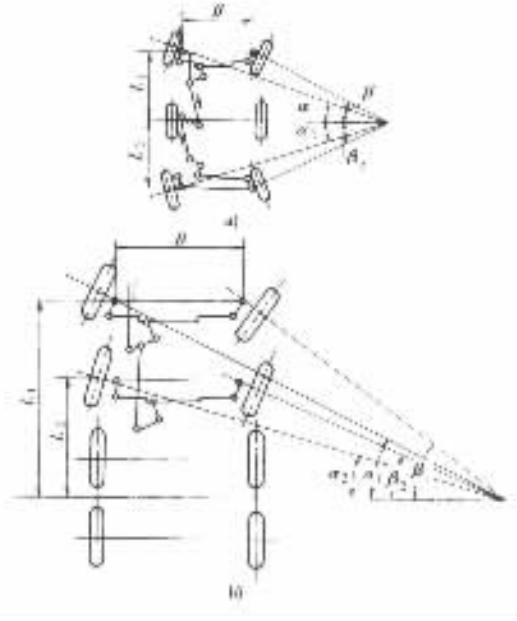


图 6－1－4　多轴汽车转向示意图

a）三轴汽车一、三桥转向；b）四轴汽车双前桥转向

三、转向系角传动比

转向盘的转角增量与转向摇臂转角的相应增量之比 i_{ω_1} 称为转向器角传动比。转向摇臂转角增量与转向盘所在一侧的转向节的转角相应

资料来源于网 www.docsky.com 免费下载

增量之比 i_{ω_2} 称为转向传动机构角传动比。转向盘转角增量与同侧转向节相应转角增量之比则为转向系角传动比，以 i_ω 表示。显然 $i_\omega = i_{\omega_1} i_{\omega_2}$。

转向系角传动比 i_ω 愈大，则为了克服一定的地面转向阻力矩所需的转向盘上的转向力矩便愈小，从而在转向盘直径一定时，驾驶员应加于转向盘上的手力也愈小。但 i_ω 过大，将导致转向操纵不够灵敏，即为了得到一定的转向节偏转角所需的转向盘转角过大。所以，选取 i_ω 时应适当兼顾转向省力和转向灵敏的要求。

转向传动机构角传动 i_{ω_2} 的数值较小，对于一般汽车而言，i_{ω_2} 大约为 1。在转向过程中，i_{ω_2} 虽然会随转向节转角不同而有所变化，但一般说来，变化幅度不大。转向器角传动比 i_{ω_1}，货车的约为 16 ~ 32，轿车的约为 12 ~ 20。由此可知，转向系角传动比 i_ω 主要取决于转向器角传动比 i_{ω_1}。有些转向器的 i_{ω_1} 是常数，有些则是可变的。

机械转向系同时满足转向省力和转向灵敏要求的程度是很有限的。因此普遍采用动力转向系已成为中型以上的货车和中级以上的轿车转向系的发展趋势。

汽车的转向操纵性能并不完全取决于转向系，还与行驶系有关。汽车在直线行驶中，转向轮会受到偶然出现的地面侧向反力而发生意外偏转，因而使汽车意外地转向，为了使汽车能稳定地保持直行方向，要求转向轮偶然发生偏转后能立即自动回复到相应于直线行驶的中立位置。在第二十二章所述及的转向主销的后倾和内倾即是为保证转向轮这一自动回正性能而在行驶系中所采取的结构措施之一。此外，悬架导向机构的结构和布置以及轮胎的径向和侧向刚度都对汽车的转向操纵性有很大影响。

第二节 转向器及转向操纵机构

一、转向器的传动效率及转向盘自由行程

转向器是转向系的减速传动装置，一般有 1 ~ 2 级减速传动副。它可按传动副的结构形式分类。曾经出现过的转向器结构形式很多，但有些已被淘汰。目前在汽车上广泛采用的有齿轮齿条式、循环球 – 齿条齿扇式、循环球 – 曲柄指销式和蜗杆曲柄指销式等几种结构形式。

1. 转向器传动效率

转向器的输出功率与输入功率之比称为转向器传动效率。在功率由转向轴输入，由转向摇臂输出的情况下求得的传动效率称为正效率，而传动方向与上述相反时求得的效率则称为逆效率。逆效率很高的转向器很容易将经转向传动机构传来的路面反力传到转向轴和转向盘上，故称为可逆式转向器。可逆式转向器有利于汽车转向结束后转向轮和转向盘自动回正，但也能将坏路面对车轮的冲击力传到转向盘，发生“打手”情况。

逆效率很低的转向器称为不可逆式转向器。不平道路对转向轮的冲击载荷输入到这种转向器，即由其中各传动零件（主要是传动副）承受，而不会传到转向盘上。路面作用于转向轮上的回正力矩同样也不能传到转向盘。这就使得转向轮自动回正成为不可能。此外，道路的转向阻力矩也不能反馈到转向盘，使得驾驶员不能得到路面反馈信息（所谓丧失“路感”），无法据以调节转向力矩。

逆效率略高于不可逆式的转向器称为极限可逆式转向器。其反向传力性能介于可逆式和不可逆式之间，而接近于不可逆式。采用这种转向器时，驾驶员能有一定的路感，转向轮自动

回正也可实现，而且只有在路面冲击力很大时，才能部分地传到转向盘。现代汽车上一般不采用不可逆式转向器。经常在良好路面上行驶的汽车多采用可逆式转向器。极限可逆式转向器多用于中型以上越野汽车和工矿用自卸汽车。

2. 转向盘自由行程

单从转向操纵灵敏而言，最好是转向盘和转向节的运动能同步开始并同步终止。然而，这在实际上是不可能的。这是因为在整个转向系中各传动件之间都必然存在着装配间隙，而且这些间隙将随着零件的磨损而增大。在转向盘转动过程的开始阶段，驾驶员对转向盘所施加的力矩很小，因为只是用来克服转向系内部的摩擦，使各传动件运动到其间的间隙完全消除。故可以认为这一阶段是转向盘空转阶段。此后，才需要对转向盘施加更大的转向力矩以克服经车轮传到转向节上的转向阻力矩，从而实现使各转向轮偏转的目的。转向盘在空转阶段中的角行程称为转向盘自由行程。转向盘自由行程对于缓和路面冲击及避免使驾驶员过度紧张是有利的，但不宜过大，否则将使转向灵敏性降低。一般说来，转向盘从相应于汽车直线行驶的中间位置向任一方向的自由行程最好不超过 10°～15°。当零件磨损严重到使转向盘自由行程超过 25°～30°时，则必须进行调整。

二、转向器

1. 齿轮齿条式转向器

齿轮齿条式转向器由于具有结构简单、紧凑，质量轻，刚性大，转向灵敏，制造容易，成本低，正、逆效率都高，而且特别适于与烛式和麦弗逊式悬架配用，便于布置等优点，因此，目前它在轿车和微型、轻型货车上得到了广泛地应用。例如，一汽的红旗 CA7220 型轿车、奥迪 100 型轿车、捷达轿车、上海桑塔纳轿车、天津夏利轿车以及天津 TJ110 型微型货车和南京依维柯轻型货车等，都采用了这种齿轮齿条式转向器。

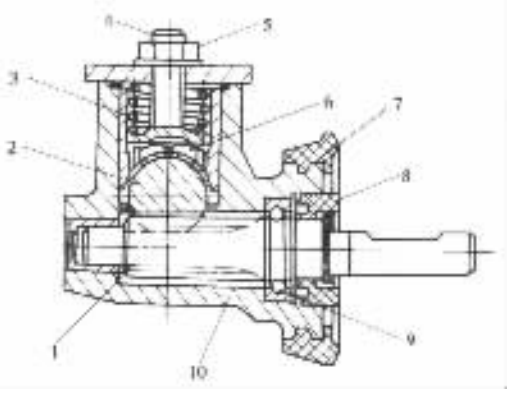


图 6－1－5　齿轮齿条式转向器

1－转向齿轮；2－转向齿条；3－弹簧；4－调整螺栓；5－螺母；6－压块；7－防尘罩；8－油封；9－轴承；10－壳体

图 6－1－5 所示为红旗 CA7220 型、奥迪 100 型轿车的齿轮齿条式转向器结构图。作为传动副主动件的转向齿轮 1 安装在壳体 10 中，与水平布置的转向齿条 2 相啮合。弹簧 3 通过压块 6 将齿条压靠在齿轮 1 上，保证无间隙啮合。弹簧的预紧力可用调整螺栓 4 调整。

红旗 CA7220 型轿车转向器布置，如图 6－1－6 所示。在转向齿条的中部用螺栓（图中未示出）与转向拉杆的托架 10 连接，转向左右横拉杆 11、9 的外端与转向节臂 13 相连（右转向节臂图中未示出）。当转动转向盘时，转向齿轮转动，使与之啮合的齿条沿轴向移动，从而使左右横拉杆带动左右转向节转动，使转向轮偏转，以实现汽车转向。

为了避免转向轮的摆振，在该结构中装有转向减振器 8。

上述可见，采用齿轮齿条式转向器还可以使转向传动机构简化，不需要转向摇臂和转向直拉杆等。这也是目前在轿车和微、轻型载货汽车上应用日趋广泛的原因之一。

2. 循环球式转向器

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

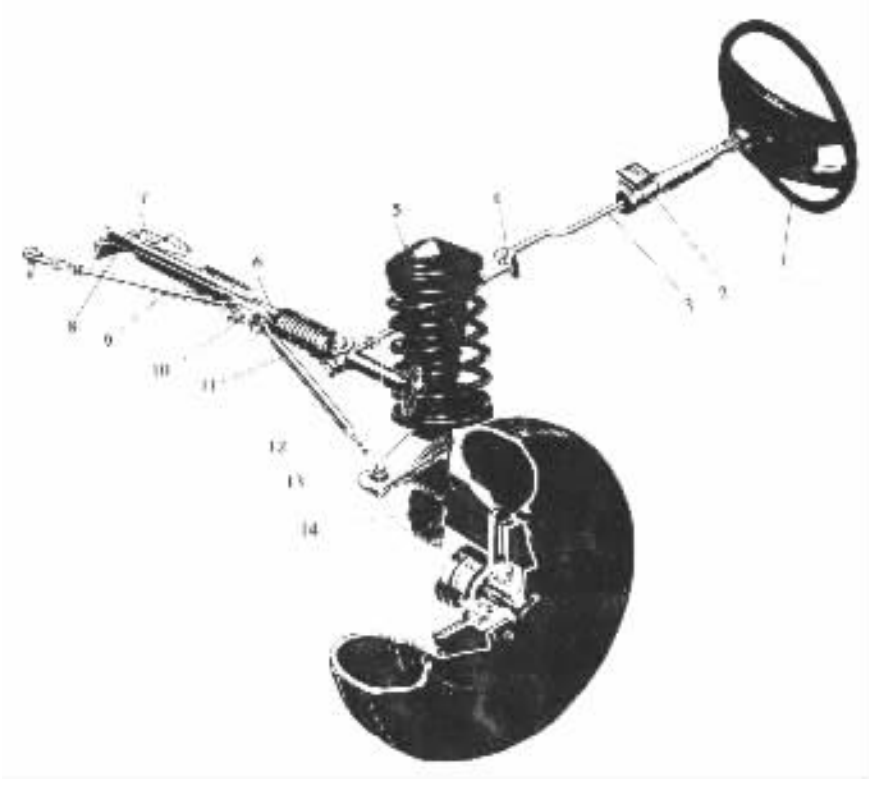


图 6－1－6 红旗 CA7220 型轿车转向器布置图

1－转向盘；2－转向柱管；3－转向轴；4－柔性联轴节；5－悬架总成；6－转向器；7－支架；8－转向减振器；9－右横拉杆；10－托架；11－左横拉杆；12－球铰链；13－转向节臂；14－转向节

循环球式转向器也是目前国内外汽车上较为流行的一种结构形式。循环球式转向器中一般有两级传动副，第一级是螺杆螺母传动副，第二级是齿条齿扇传动副（如解放 CA1040 系列轻型载货汽车、北京 BJ1041 型、BJ2023 型、解放 CA1091 型和黄河 JN1181C13 型等汽车的转向器）或滑块曲柄销传动副（如延安 SX2150 型和原红岩 CQ261 型汽车的转向器）。

图 6－1－7 所示为解放 CA1040 系列轻型载货汽车的循环球－齿条齿扇式转向器。转向螺杆 3 的轴颈支承在两个推力角接触球轴承 2 上。轴承紧度可用调整垫片 9 调整。转向螺母 4 外侧的下平面上加工成齿条，与齿扇轴（即摇臂轴）20 上的齿扇啮合。可见转向螺母既是第一级传动副的从动件，也是第二级传动副（齿条齿扇传动副）的主动件（齿条）。通过转向盘和转向轴转动转向螺杆时，转向螺母不能转动，只能轴向移动，并驱使齿扇轴转动。

为了减少转向螺杆和转向螺母之间的摩擦，二者之间的螺纹以沿螺旋槽滚动的许多钢球 5 代之，以实现滑动摩擦变为滚动摩擦。转向螺杆和螺母上都加工出断面轮廓为两段或三段不同心圆弧组成的近似半圆的螺旋槽。两者的螺旋槽能配合形成近似圆形断面的螺旋管状通道。螺母侧面有两对通孔，可将钢球从此孔塞入螺旋形通道内。两根 U 形钢球导管 7 的两端插入螺母侧面的两对通孔中。导管内也装满了钢球。这样，两根导管和螺母内的螺旋管状通道组合成两条各自独立的封闭的钢球“流道”。

转向螺杆转动时，通过钢球将力传给转向螺母，螺母即沿轴向移动。同时，在螺杆与螺母两者和钢球间的摩擦力偶作用下，所有钢球便在螺旋管状通道内滚动，形成“球流”。钢球在管

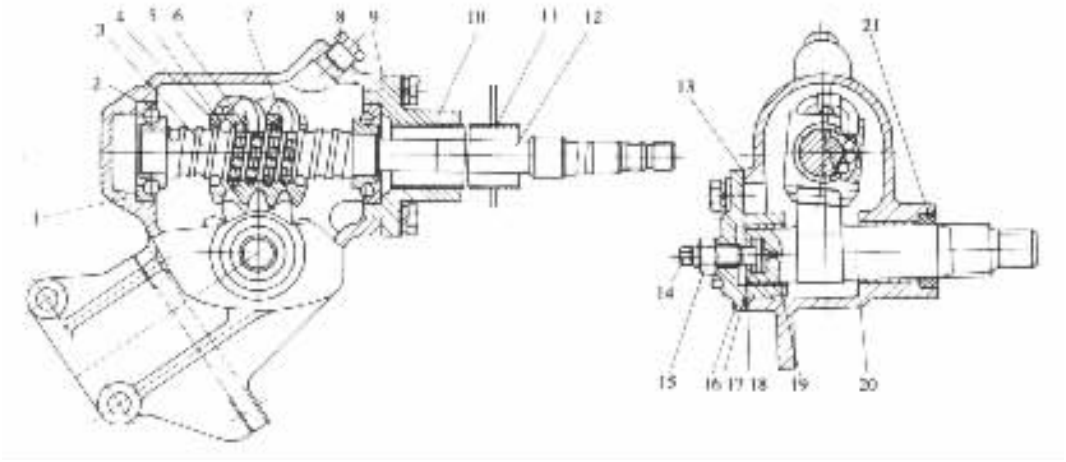


图 6－1－7　解放 CA1040 系列轻型载货汽车转向器

1－转向器壳体；2－推力角接触球轴承；3－转向螺杆；4－转向螺母；5－钢球；6－钢球导管卡；7－钢球导管；8－六角头锥形螺塞；9－调整垫片；10－上盖；11－转向柱管总成；12－转向轴；13－转向器侧盖衬垫；14－调整螺钉；15－螺母；16－侧盖；17－孔用弹性挡圈；18－垫片；19－摇臂轴衬套；20－齿扇轴摇臂轴；21－油封

状通道内绕行 1.5 周后，流出螺母而进入导管的一端，再由导管另一端流回螺旋管状通道。故在转向器工作时，两列钢球只是在各自的封闭流道内循环，而不致脱出。

与齿条相啮合的齿扇，其齿厚是在分度圆上沿齿扇轴线按线性关系变化的，故为变厚齿扇。只要使齿扇轴 20 相对于齿条作轴向移动，即能调整两者的啮合间隙。调整螺钉 14 旋装在侧盖 16 上。齿扇轴内侧端部有切槽，调整螺钉的圆柱形端头即嵌入此切槽中。将调整螺钉旋入，则啮合间隙减小，反之则啮合间隙增大。

循环球式转向器的正传动效率很高（可达 90% ～ 95%），故操纵轻便，使用寿命长，工作平稳、可靠。但其逆效率也很高，容易将路面冲击力传到转向盘。不过，对于前轴轴载质量不大而又经常在平坦路面上行驶的轻、中型载货汽车而言，这一缺点影响不大。因此，循环球式转向器已广泛应用于各类各级汽车。

3. 蜗杆曲柄指销式转向器

蜗杆曲柄指销式转向器的传动副（图 6－1－8）以转向蜗杆 3 为主动件，其从动件是装在摇臂轴 1 曲柄端部的指销 2。转向蜗杆转动时，与之啮合的指销即绕摇臂轴轴线沿圆弧运动，并带动摇臂轴转动。

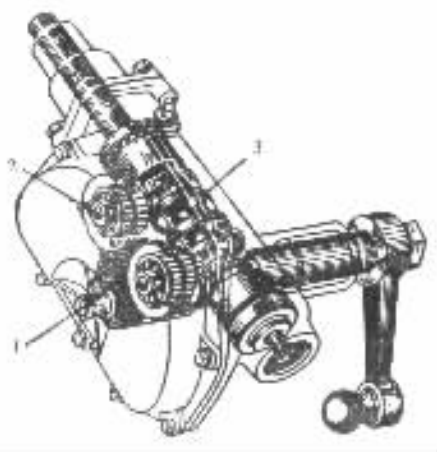


图 6－1－8　蜗杆曲柄指销式转向器

1－摇臂轴；2－指销；3－蜗杆

图 6－1－9 所示为东风 EQ1090E 型汽车的蜗杆曲柄双指销式转向器。具有梯形截面螺纹的转向螺杆 3 支承于转向器壳体两端的两个角接触推力球轴承 2 和 9 上。转向器盖上装有调整螺塞 7，用以调整上述二轴承的紧度，调整后用螺母 8 锁紧。

蜗杆与两个锥形的指销 13 相啮合。两个指销均用双列圆锥滚子轴承 14 支于摇臂轴 11 内端的曲柄上，其中靠指销头部的一列无内座圈滚子直接与指销轴颈接触。这样，所受剪切载荷最大的这段轴颈的直径可做得大一些，

www.docin.com 豆丁 免费下载

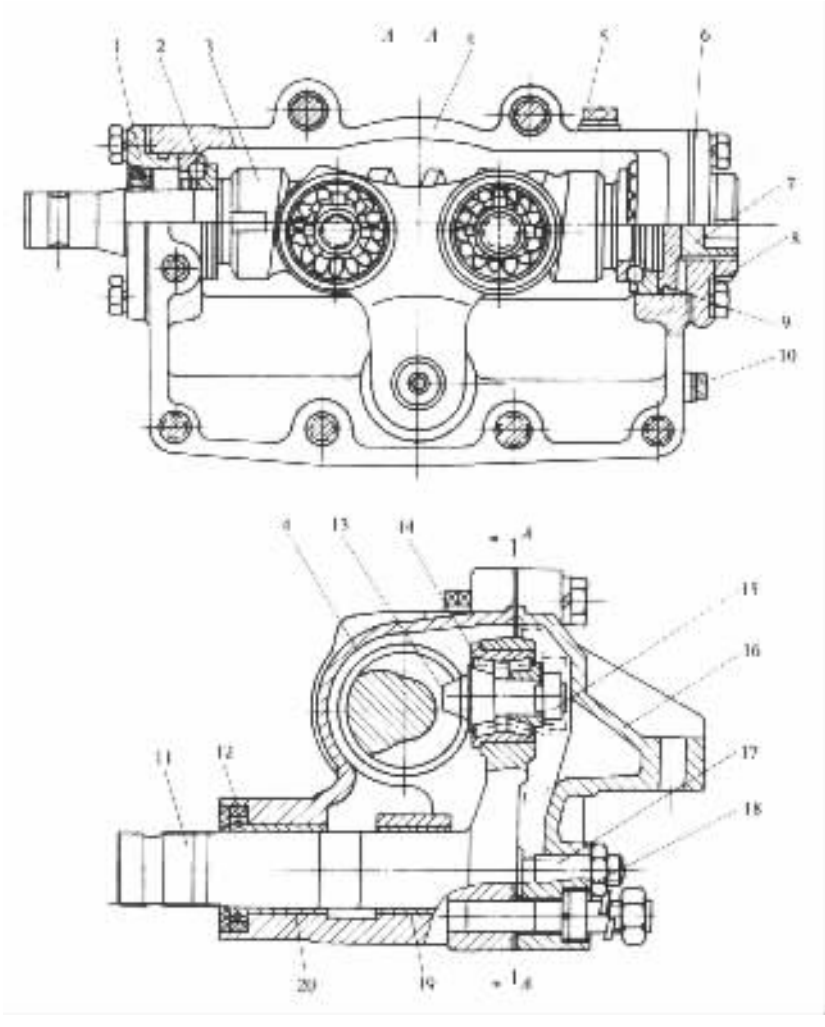


图 6－1－9 东风 EQ1090E 型汽车转向器

1－上盖；2、9－角接触推力球轴承；3－转向蜗杆；4－转向器壳体；5－加油螺塞；6－下盖；7－调整螺塞；8、15、18－螺母；10－放油螺塞；11－摇臂轴；12－油封；13－指销；14－双列圆锥滚子轴承；16－侧盖；17－调整螺钉；19、20－衬套

以保证指销有足够的强度。指销装在滚动轴承上可以减轻蜗杆和指销的磨损，并提高传动效率。螺母 15 用以调整轴承 14 的紧度，以使指销能自由转动，且无明显的轴向间隙为宜。

摇臂轴用粉末冶金衬套 19 和 20 支承在壳体中。指销同蜗杆的啮合间隙用侧盖 16 上的调整螺钉 17 调整，调整后用螺母 18 锁紧。

双指销式转向器在中间及其附近位置时，其两指销均与蜗杆啮合，故每个指销所受载荷较单指销式转向器的指销载荷为小，因而其工作寿命较长。当摇臂轴转角相当大时，一个指销与蜗杆脱离啮合，另一指销仍保持啮合。因此双指销式的摇臂轴转角范围较单指销式为大。但双指销式结构较复杂，对蜗杆的加工精度要求也较高。

三、转向操纵机构

1. 转向操纵机构的组成和布置

前已述及，从转向盘到转向传动轴这一系列部件和零件属于转向操纵机构。如图 6－1－10

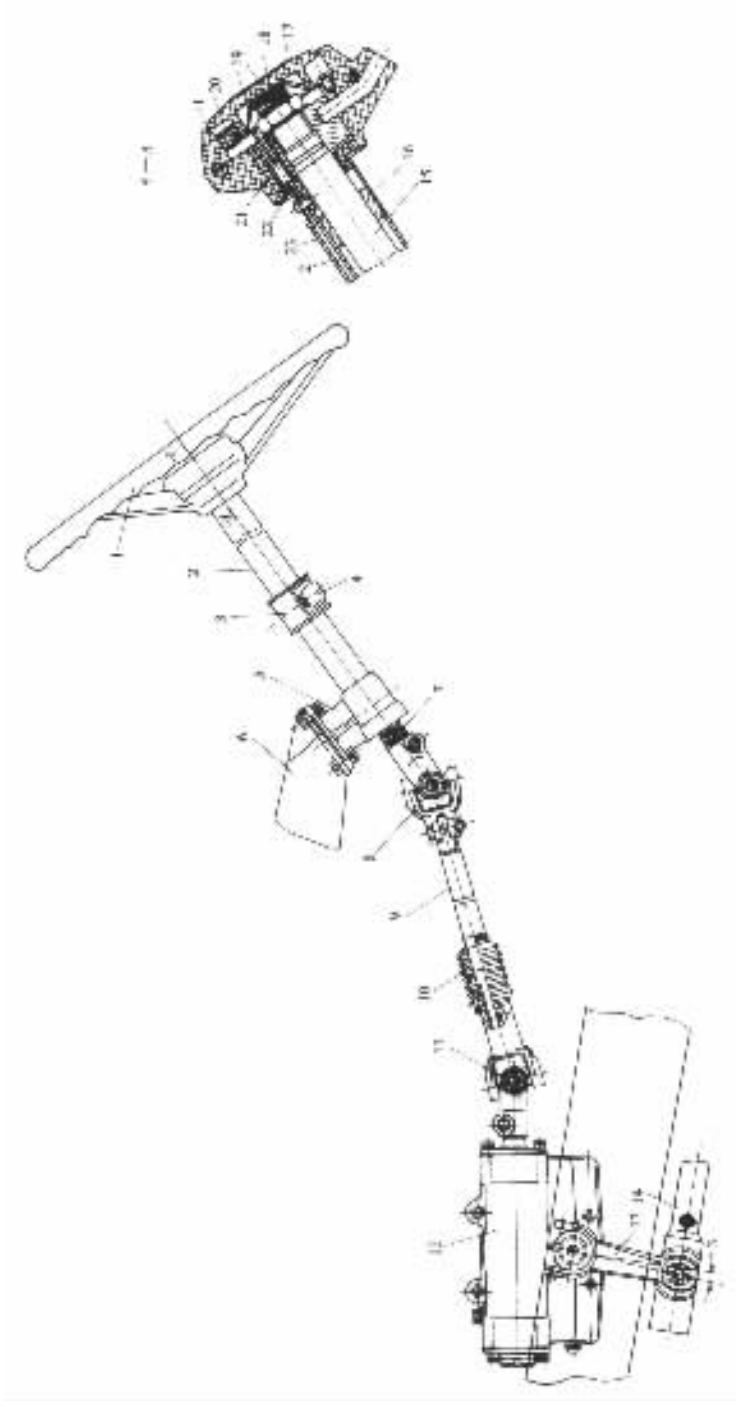


图 6－1－10　东风 EQ1090E 型汽车转向操纵机构和转向器布置图

1－转向盘；2－转向柱管；3－橡胶垫；4－转向柱管支架；5－转向柱管支座；6－转向操纵机构支架；7－转向轴限位弹簧；8－上万向节；9－转向传动轴；10－花键防护套；11－下万向节；12－转向器；13－转向摇臂；14－转向直拉杆；15－转向轴；16－转向节衬套；17－电喇叭按钮盖；18－电喇叭按钮搭铁弹簧；19－电喇叭按钮接触罩；20－搭铁接触板组件；21－按钮电刷组件；22－集电环组件；23－导线组件

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

所示，它包括 转向盘 1、转向柱管 2、转向轴 15、上万向节 8、下万向节 11 和转向传动轴 9 等。转向柱管 2 中部用橡胶垫 3 和半圆形冲压支架 4 固定在驾驶室前围板上，下端插入铸铁支座 5 的孔中。支座 5 则固定在转向操纵机构支架 6 上。

穿过转向柱管的转向轴 15 上端借衬套 16 支承，下端则支承在转向柱管支座 5 中的圆锥滚子轴承（图上未示出）上，其轴向位置由限位弹簧 7 限定。转向轴通过双万向节万向传动装置与转向器中的转向蜗杆相连。下万向节 11 与转向传动轴 9 用滑动花键连接。

为了保证转向器摇臂轴在中间位置时，从转向摇臂 13 起始的全套转向传动机构也处于中间位置，在摇臂轴的外端面和转向摇臂上孔外端面上各刻印有短线，作为装配标记。装配时，应将两个零件上的标记短线对齐。

2. 转向盘

转向盘由轮缘 1、轮辐 2 和轮毂 3（图 6－1－11）组成。轮辐一般为三根辐条（图 6－1－

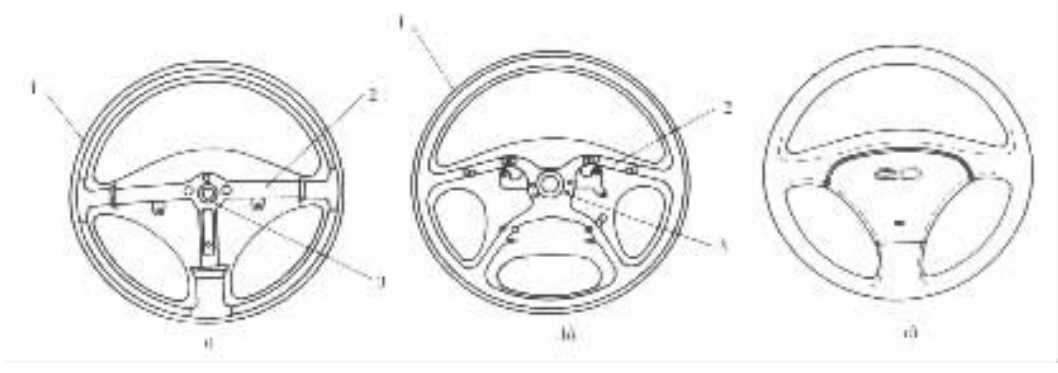


图 6－1－11 转向盘的构造

a）三根辐条；b）四根辐条；c）转向盘外观

1－轮缘；2－轮辐；3－轮毂

11a）或四根辐条（图 6－1－11b），也有用两根辐条的。转向盘轮毂孔具有细牙内花键，借此与转向轴连接。转向盘内部是由成形的金属骨架构成。骨架外面一般包有柔软的合成橡胶或树脂，也有包皮革的（图 6－1－11c），这样可有良好的手感，而且还可防止手心出汗时握转向盘打滑。

当汽车发生碰撞时，从安全性考虑，不仅要求转向盘应具有柔软的外表皮，可起缓冲作用，而且还要求转向盘在撞车时，其骨架能产生变形（图 6－1－12），以吸收冲击能量，减轻驾驶员的受伤程度。

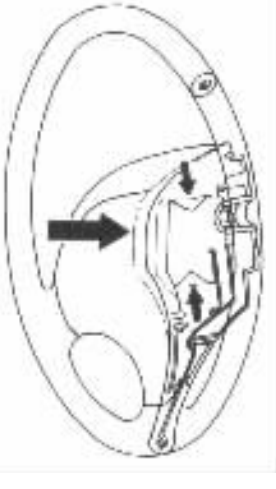


图 6－1－12 吸能式转向盘骨架变形示意图

转向盘上都装有喇叭按钮，有些轿车的转向盘上还装有车速控制开关和撞车时保护驾驶员的气囊装置。

3. 转向轴和转向柱管的吸能装置

转向轴是连接转向盘和转向器的传动件，并传递它们之间的转矩。转向柱管安装在车身上，支承着转向盘。转向轴从转向柱管中穿过，支承在柱管内的轴承和衬套上。

近年来，由于公路的改善，汽车车速的提高，许多国家都制定了严格的安全法规。对于轿车除要求装有吸能式转向盘外，而且还要求转向柱管也必须备有缓和冲击的吸能装置。转向轴和转向柱管的

吸能装置有多种形式。其基本结构原理是，当转向轴受到巨大冲击时，转向轴产生轴向位移，使支架或某些支承件产生塑性变形，而吸收冲击能量。

图 6－1－13 所示为红旗 CA7220 型轿车转向轴的吸能装置示意图。转向轴分为上、下两段，中间用柔性联轴节连接。联轴节的上、下凸缘盘靠两个销子 4 与销孔 9 扣合在一起。销子通过衬套与销孔配合。当发生猛烈撞车时，将引起车身、车架产生严重变形，导致转向轴、转向盘等部件后移。与此同时，在惯性作用下驾驶员人体向前冲，致使转向轴上的上、下凸缘盘的销子与销孔脱开，从而缓和了冲击，吸收了冲击能量。有效地减轻了驾驶员的受伤程度。

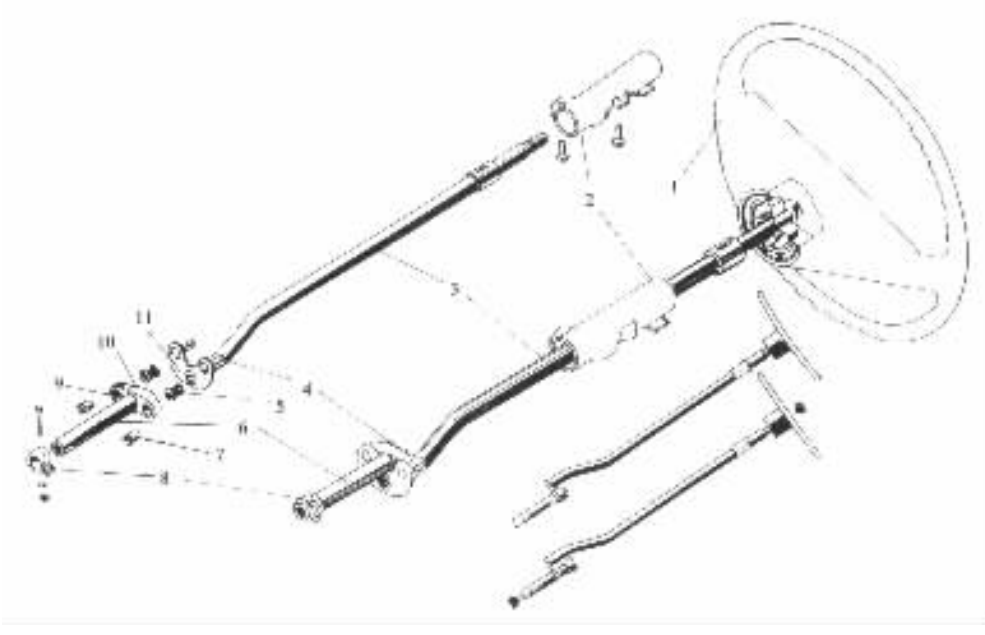


图 6－1－13　红旗 CA7220 型轿车转向轴的吸能装置

1－转向盘；2－转向柱管；3－上转向轴；4－销子；5－橡胶衬套；6－下转向轴；7－聚四氟乙烯衬套；8－夹子；9－销孔；10－上凸缘盘；11－下凸缘盘

当发生猛烈撞车时，人体冲撞到转向盘上的力超过允许值时，如果汽车上所采用的是图 6－1－14 所示的吸能装置，则转向柱管的支架将产生弯曲变形，而吸收冲击能量；如果汽车上装用的是网格状转向柱管（图 6－1－15a）或波纹管式转向柱管（图 6－1－15b）的吸能装置，则

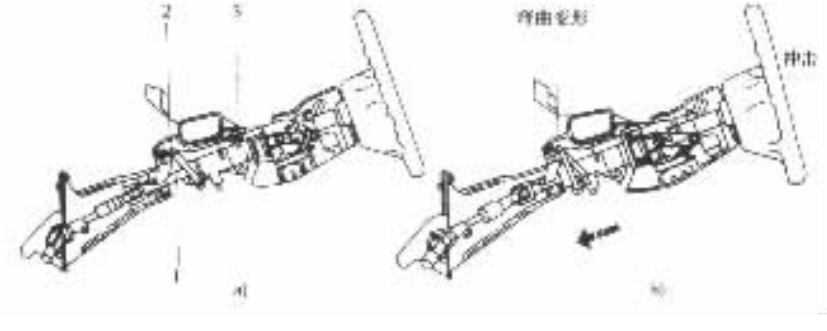


图 6－1－14　转向柱管支架产生变形的吸能装置示意图

a）碰撞前；b）碰撞后

1－转向轴；2－可弯曲支架；3－可断裂支架

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

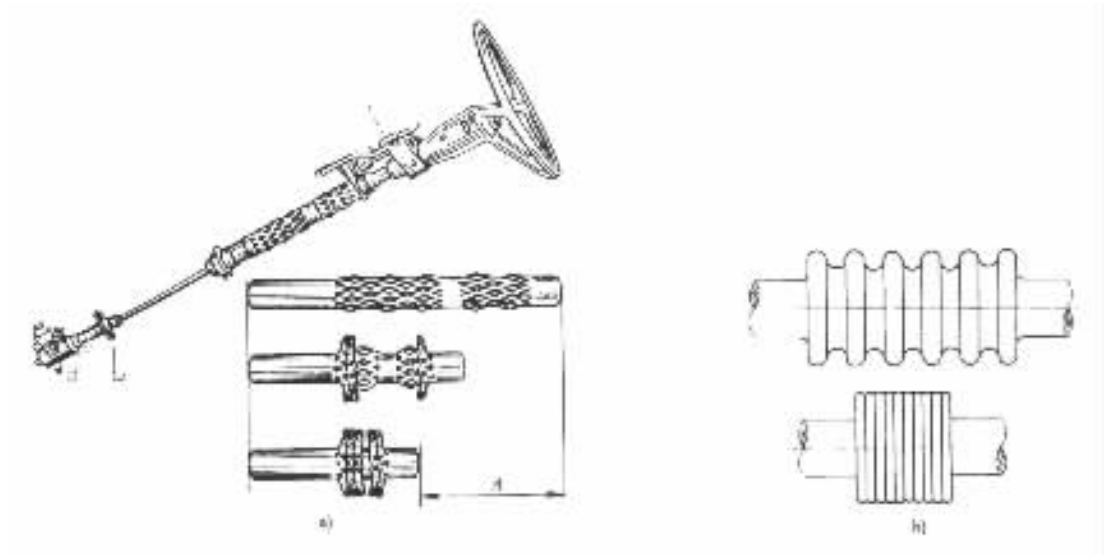


图 6－1－15 网格状和波纹管式转向柱管吸能装置示意图

a)网格状转向柱管；b)波纹管式转向柱管

网格部分或波纹管部分将被压缩，产生塑性变形，吸收冲击能量，以减轻对人体的伤害。

第三节 转向传动机构

转向传动机构的功用是将转向器输出的力和运动传到转向桥两侧的转向节，使两侧转向轮偏转，并使两转向轮偏转角按一定关系变化，以保证汽车转向时车轮与地面的相对滑动尽可能小。

转向传动机构的组成和布置因转向器位置和转向轮悬架类型而异。

一、与非独立悬架配用的转向传动机构

1. 转向传动机构的组成与布置

与非独立悬架配用的转向传动机构（图 6－1－16）主要包括 转向摇臂 2、转向直拉杆 3、转向节臂 4 和转向梯形。在前桥仅为转向桥的情况下，由转向横拉杆 6 和左、右梯形臂 5 组成的转向梯形一般布置在前桥之后（图 6－1－16a）。当转向轮处于与汽车直线行驶相应的中立位置时，梯形臂与横拉杆在与道路平行的平面（水平平面）内的交角 $\theta > 90°$。在发动机位置较低

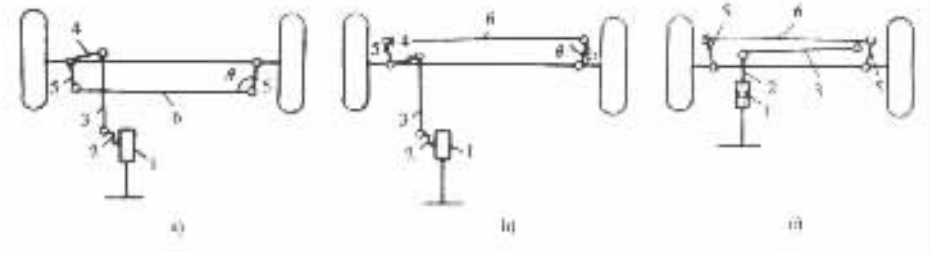


图 6－1－16 与非独立悬架配用的转向传动机构示意图

1－转向器；2－转向摇臂；3－转向直拉杆；4－转向节臂；5－梯形臂；6－转向横拉杆

或转向桥兼充驱动桥的情况下，为避免运动的干涉，往往将转向梯形布置在前桥之前。此时上述交角 $\theta < 90°$（图 6－1－16b）。若转向摇臂不是在汽车纵向平面内前后摆动，而是在与道路平行的平面内左右摆动（如北京 BJ2020N 型汽车），则可将转向直拉杆 3 横置，并借球头销直接带动转向横拉杆 6，从而推使两侧梯形臂转动（图 6－1－11c）。

2. 转向摇臂

转向摇臂是转向器传动副与直拉杆间的传动件。如图 6－1－10 所示，东风 EQ1090E 型汽车的转向摇臂 13 的大端用锥形三角细花键与转向器中摇臂轴的外端连接。其小端带有球头销，以便与转向直拉杆 14 作空间铰链连接。

3. 转向直拉杆

转向直拉杆是转向摇臂与转向节臂之间的传动杆件。图 6－1－17 所示为解放 CA1091 型汽车的转向直拉杆构造图。在转向轮偏转而且因悬架弹性变形而相对于车架跳动时，转向直拉杆与转向摇臂及转向节臂的相对运动都是空间运动。因此，为了不发生运动干涉，三者之间的连接件都是球形铰链。

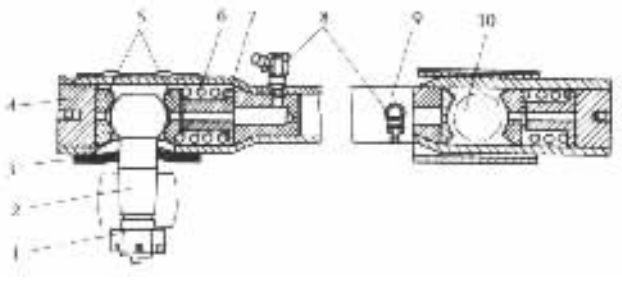


图 6－1－17　解放 CA1091 型汽车转向直拉杆

1－螺母；2－球头销；3－橡胶防尘垫；4－端部螺塞；5－球头座；6－压缩弹簧；
7－弹簧座；8－滑脂嘴；9－直拉杆体；10－转向摇臂球头销

直拉杆体 9 是一段两端扩大的钢管。其前端（图中为左端）带有球头销 2。球头销的尾端可用螺母 1 固定于转向节臂的端部。两个球头座 5 在压缩弹簧 6 的作用下将球头销的球头夹持住。为保证球头与座的润滑，可从油嘴 8 注入润滑脂，使充满直拉杆体端部管腔。拆装时供球头出入的孔口用耐油橡胶片 3 封盖。

压缩弹簧 6 随时补偿球头与座的磨损，保证二者间无间隙，并可缓和经车轮和转向节传来的路面冲击。弹簧预紧力可用端部螺塞 4 调节，调好后须用开口销固定螺塞位置。当球头销作用在内球头座上的冲击力超过压缩弹簧预紧力时，弹簧便进一步变形而吸收冲击能量。弹簧变形增量受到弹簧座 7 自由端的限制，这就可以防止弹簧超载，并保证在弹簧折断的情况下球头销不致从管腔中脱出。

直拉杆体后端（图中为右端）可以嵌装转向摇臂的球头销 10。这一端的压缩弹簧也装在球头座后方（图中为右方）。这样，两个压缩弹簧可分别在沿轴线的不同方向上起缓冲作用。自球头销 2 传来的冲击力由前压缩弹簧承受。当球头销 2 受到向前的冲击力时，冲击力依次经前球头座、前端部螺塞 4、直拉杆体 9 和后端部螺塞传给后压缩弹簧。

4. 转向横拉杆

转向横拉杆是转向梯形机构的底边。转向横拉杆由横拉杆体 2 和旋装在两端的接头 1 组成，见图 6－1－18a）。两端的接头结构相同，如图 6－1－18b）所示。其中球头销 14 的尾部与

所有权为本书作者所有 www.zhidianbook.com 免费下载

梯形臂相连。上、下球头座 9 用聚甲醛制成，有很好的耐磨性。球头座的形状见图 6－1－18c)。装配时两球头座的凹凸部互相嵌合。弹簧 12 保证两球头座与球头紧密接触，并起缓冲作用，其预紧力由螺塞 11 调整。

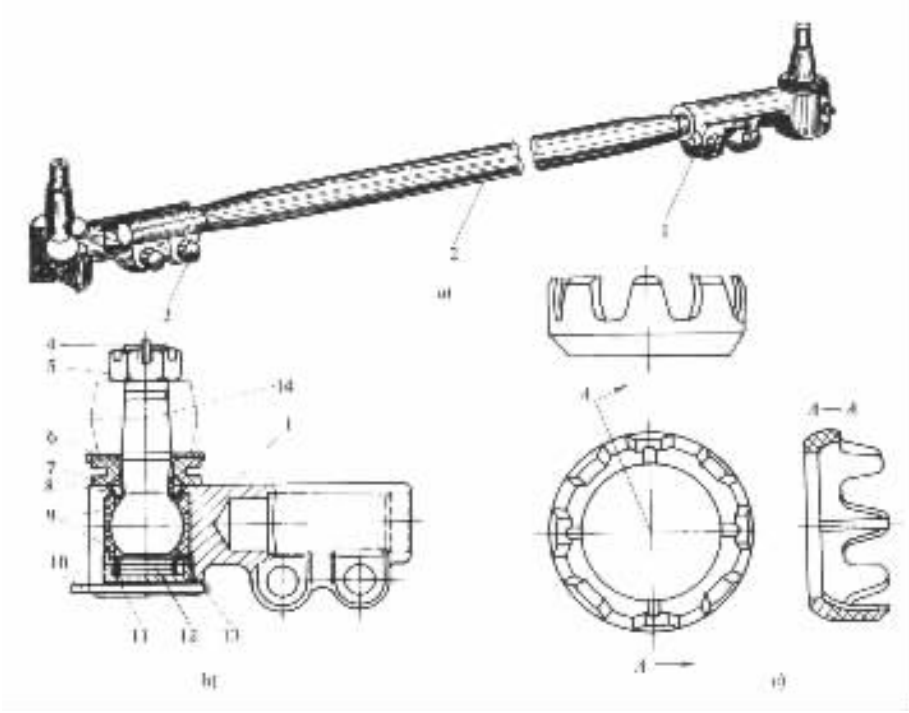


图 6－1－18 解放 CA1091 型汽车转向横拉杆

a)转向横拉杆；b)接头；c)球头座

1－横拉杆接头；2－横拉杆体；3－夹紧螺栓；4－开口销；5－槽形螺母；6－防尘垫座；7－防尘垫；8－防尘罩；9－球头座；10－限位销；11－螺塞；12－弹簧；13－弹簧座；14－球头销

两接头借螺纹与横拉杆体连接。接头螺纹部分有切口，故具有弹性。接头旋装到横拉杆体上后，用夹紧螺栓 3 夹紧。横拉杆体两端的螺纹，一为右旋，一为左旋。因此，在旋松夹紧螺栓 3 以后，转动横拉杆体，即可改变转向横拉杆的总长度，从而可调整转向轮前束。

图 6－1－19 所示的东风 EQ1090E 型汽车转向横拉杆接头结构形式与解放 CA1091 型汽车横拉杆接头相似，但球头座是钢制的。此外，螺孔切口两边无耳孔，而是用螺栓通过冲压制成的卡箍 12 夹紧在横拉杆体上。这样就使接头的结构和制造工艺简化了。

二、与独立悬架配用的转向传动机构

当转向轮独立悬挂时，每个转向轮分别相对于车架作独立运动，因而转向桥必须是断开式的。与此相应，转向传动机构中的转向梯形也必须分成两段(图 6－1－20a)或三段(图 6－1－20b)，并且由在平行于路面的平面中摆动的转向摇臂直接带动或通过转向直拉杆带动。

红旗 CA7560 型轿车转向传动机构即采用图 6－1－20a)所示方案，其具体结构见图 6－1－21。摇杆 7 前端固定于车架横梁中部，后端借球头销与转向直拉杆 2 和左、右横拉杆 3、4 连接。转向直拉杆外端与转向摇臂球头销 1 相连。左、右横拉杆外端也用球头销分别与左、右梯形臂 5 和 6 铰接，故能随同侧车轮相对于车架和摇杆 7 在横向平面内上下摆动。

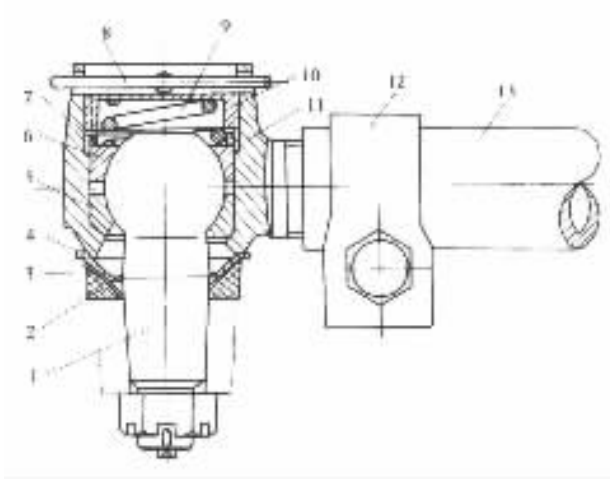


图 6－1－19　东风 EQ1090E 型汽车转向横拉杆接头

1－球头销；2－密封圈；3－下防尘罩；4－上防尘罩；5－下球头座；6－上球头座；7－限位套；
8－开口销；9－圆锥弹簧；10－螺塞；11－左接头；12－卡箍；13－横拉杆体

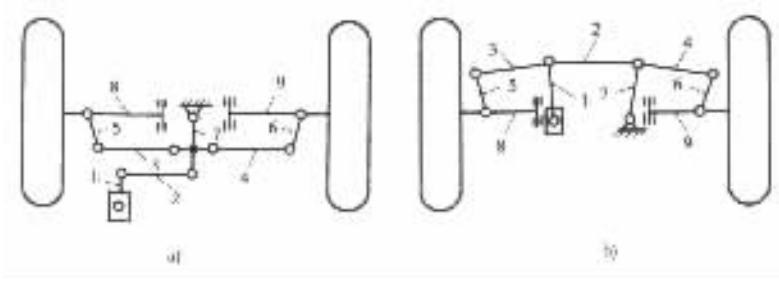


图 6－1－20　与独立悬架配用的转向传动机构示意图

1－转向摇臂；2－转向直拉杆；3－反转向横拉杆；4－右转向横拉杆；5－左梯形臂；
6－右梯形臂；7－摇杆；8－悬架左摆臂；9－悬架右摆臂

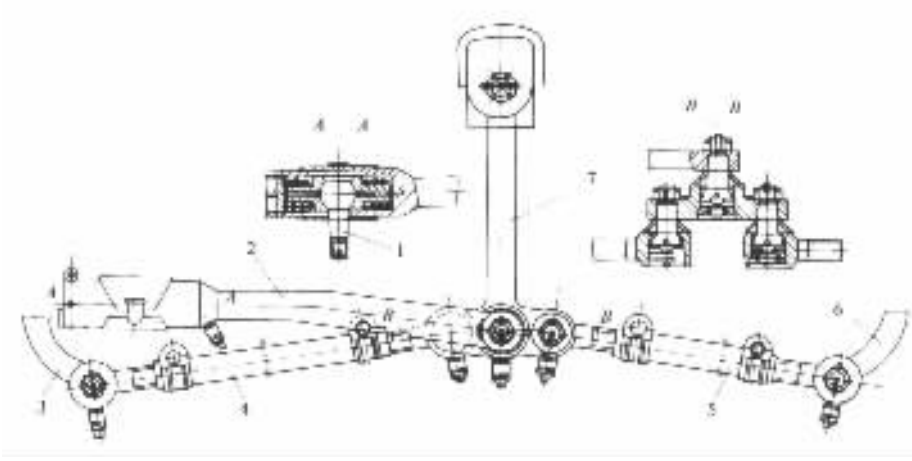


图 6－1－21　红旗 CA7560 型轿车转向传动机构

1－转向摇臂球头销；2－转向直拉杆；3－左梯形臂；4－左转向横拉杆；
5－右转向横拉杆；6－右梯形臂；7－摇杆

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

转向直拉杆仅在外端有球头座，故有必要在二球头座背面各设一个压缩弹簧，分别吸收由横拉杆 3 和 4 传来的两个方向上的路面冲击，并自动消除球头与座之间的间隙。

第四节 动力转向系

一、动力转向系的概述

用以将发动机输出的部分机械能转化为压力能（液压能或气压能），并在驾驶员控制下，对转向传动装置或转向器中某一传动件施加不同方向的液压或气压作用力，以减轻驾驶员的转向操纵力，这一系统称为动力转向系。采用动力转向系的汽车转向所需的能量，在正常情况下，只有小部分是驾驶员提供的体能，而大部分是发动机驱动的油泵（或空气压缩机）所提供的液压能（或气压能）。

动力转向系由机械转向器和动力转向装置组成。

按传能介质不同，动力转向系有气压式和液压式两种。气压动力转向系主要应用于一部分其前轴最大轴载质量为 3～7t 并采用气压制动系的货车和客车。装载质量特大的货车也不宜采用气压动力转向系，因为气压系统的工作压力较低（一般不高于 0.7MPa），用于这种重型汽车上时，其部件尺寸将过于庞大。液压动力转向系的工作压力可高达 10MPa 以上，故其部件尺寸很小。液压系统工作时无噪声，工作滞后时间短，而且能吸收来自不平路面的冲击。因此，液压动力转向系已在各类各级汽车上获得广泛应用。本节所讨论的动力转向系也只限于液压式的。

1. 液压动力转向系的类型

液压动力转向系按系统内部的压力状态分，有常压式和常流式两种。

(1)常压式液压动力转向系

常压式液压动力转向系示意图为图 6－1－22。在汽车直线行驶，转向盘保持中立位置时，转向控制阀 5 经常处于关闭位置。转向油泵 3 输出的压力油充入储能器 2。当储能器压力增长到规定值后，油泵即自动卸荷空转，从而储能器压力得以限制在该规定值以下。当转动转向盘时，机械转向器 6 即通过转向摇臂等杆件使转向控制阀转入开启位置。此时储能器中的压力油即流入转向动力缸 4。动力缸输出的液压作用力，作用在转向传动机构上，以助机械转向器输出力之不足。转向盘一停止运动，转向控制阀便随之回复到关闭位置。于是，转向加力作用终止。由此可见，无论转向盘处于中立位置还是转向位置，也无论转向盘保持静止还是运动状态，该系统工作管路中总是保持高压。

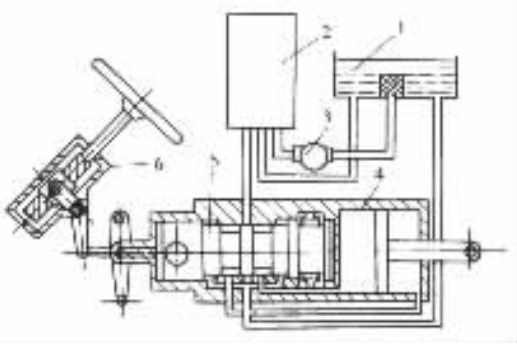


图 6－1－22 常压式液压动力转向系示意图

1－转向油罐；2－储能器；3－转向油泵；4－转向动力缸；5－转向控制阀；6－机械转向器

(2)常流式液压动力转向系

常流式液压动力转向系示意图为图 6－1－23。不转向时，转向控制阀 6 保持开启。转向动力缸 8 的活塞两边的工作腔，由于都与低压回油管路相通而不起作用。转向油泵 2 输出的油液流入转向控制阀，又由此流回转向油罐 1。因转向控制阀的节流阻力很小，故油泵输出压

力也很低，油泵实际上处于空转状态。当驾驶员转动转向盘，通过机械转向器 7 使转向控制阀处于与某一转弯方向相应的工作位置时，转向动力缸的相应工作腔方与回油管路隔绝，转而与油泵输出管路相通，而动力缸的另一腔则仍然通回油管路。地面转向阻力经转向传动机构传到转向动力缸的推杆和活塞上，形成比转向控制阀节流阻力高得多的油泵输出管路阻力。于是转向油泵输出压力急剧升高，直到足以推动转向动力缸活塞为止。转向盘停止转动后，转向控制阀随即回复到中立位置，使动力缸停止工作。

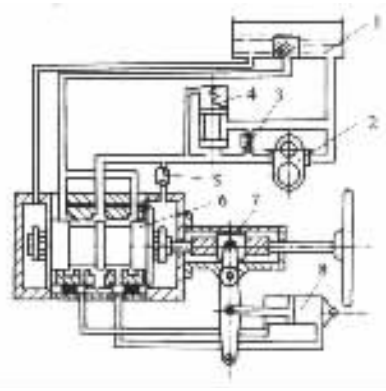


图 6－1－23　常流式液压动力转向系示意图

1－转向油罐；2－转向油泵；3－安全阀；4－流量控制阀；5－单向阀；6－转向控制阀；7－机械转向器；8－转向动力缸

上述两种液压动力转向系相比较，常压式的优点在于有储能器积蓄液压能，可以使用流量较小的转向油泵，而且还可以在油泵不运转的情况下保持一定的转向加力能力，使汽车有可能续驶一定距离。这一点对重型汽车而言尤为重要。常流式的优点则是结构简单，油泵寿命长，漏泄较少，消耗功率也较少。因此，目前只有少数重型汽车（如法国贝利埃 T25 型、美国 WABC0120C 型等自卸汽车）采用常压式液压动力转向系，而常流式液压动力转向系则广泛应用于各种汽车。

2. 液压动力转向系的转向控制阀

转向控制阀按阀体的运动方向分为，滑阀式和转阀式两种。

（1）滑阀式转向控制阀

阀体沿轴向移动来控制油液流量的转向控制阀，称为滑阀式转向控制阀，如图 6－1－24 所示。当阀体 1 处在中间位置时，其两个凸棱边与阀套环槽形成四条缝隙。中间的两个缝隙分别与动力缸两腔的油道相通，而两边的两个缝隙与回油道相通（图 6－1－24a）。当阀体向右移动很小的一个距离时，右凸棱将右外侧的缝隙堵住，左凸棱将中间的左缝隙堵住，则来自油泵的高压油经通道 5 和中间的右缝隙流入通道 4，继而进入动力缸的一个腔；而动力缸的另一腔的低压油被活塞推出，经由左凸棱外侧的缝隙和通道 6 流回储油罐。

图 6－1－24b）所示为用在常压式液压动力转向系中的滑阀结构，称为常压式滑阀。滑阀

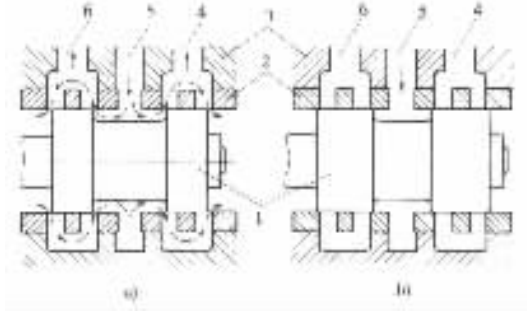


图 6－1－24　滑阀式转向控制阀的结构和工作原理

a）常流式滑阀；b）常压式滑阀

1－阀体；2－阀套；3－壳体；4、6－通动力缸左右腔的通道；5－通油泵输出管路的通道

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

处在中间位置(图示位置),转向控制阀关闭,高压油不流入动力缸,汽车直线行驶。常压式滑阀与常流滑阀的工作原理相同,仅凸棱的宽窄不同。

(2)转阀式转向控制阀

阀体绕其圆心转动来控制油液流量的转向控制阀,称为转阀式转向控制阀,如图 6-1-25 所示。该转阀具有四个互相连通的进油道 A,通道 B、C 分别与动力缸的左右腔连通。当阀体 1 顺时针转过一个很小角度时,从油泵来的压力油经通道 A 流入四个通道 C,继而进入动力缸的一个腔内。另外四个通道 B 的进油被隔断,压力油不能进入,因而动力缸另一腔的低压油,在活塞的推动下经回油道流回储油罐。

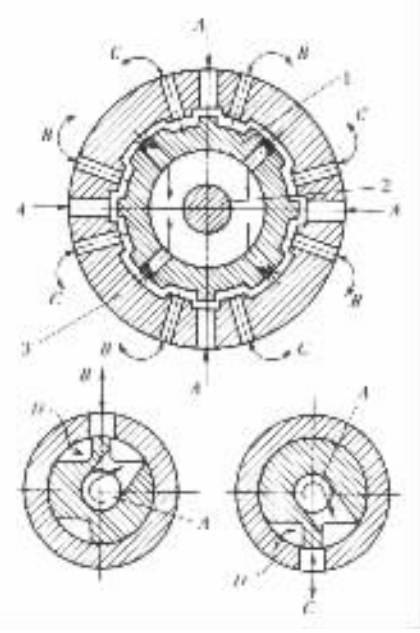


图 6-1-25 转阀式转向控制阀的结构和工作原理

1-阀体;2-扭杆(轴);3-壳体;
A-通油泵输出管路的通道;
B、C-通动力缸左右腔的通道;
D-通动力缸低压腔回油通道

3. 常流式液压动力转向系的结构布置方案

常流式液压动力转向系的结构布置方案,按机械转向器、转向控制阀和转向动力缸三者的组合及相对位置,可有如下三种布置方案,见图 6-1-26。

在图 6-1-26a)中,机械转向器 9 和转向动力缸 10 设计成一体,并与转向控制阀 8 组装在一起。这种三合一的部件称为整体式动力转向器。另一种方案是,只将转向控制阀同机械转向器组合成一个部件,该部件称为半整体式动力转向器。转向动力缸则做独立部件(图 6-1-26b)。第三种方案是,将机械转向器作为独立部件,而将转向控制阀和转向动力缸组合成一个部件,称为转向加力器。

流量控制阀 3 用以限定转向油泵的最大流量。油泵输出压力最高值由安全阀 4 限制。为使结构紧凑并减少管路及接头,一般将流量控制阀和安全阀都组装在转向油泵内。

单向阀 5 在动向转向装置正常工作的情况下总是关闭的。在动力转向装置失效而不得不靠人力进行转向时,单向阀 5 即自行开启,使转向油罐中的油液得以经单向阀流入转向动力缸的吸油腔,否则将因油罐中的油液不能通过不运转的油泵流入动力缸吸油腔填补真空而造成很大的附加转向阻力。可见,单向阀 5 的作用是将不工作的油泵短路,故有时称之为短路阀。

二、整体式动力转向器

目前国产轿车上几乎毫无例外地采用了转阀式的整体动力转向器。例如,一汽生产的红旗 CA7220 型、一汽大众生产的奥迪、捷达以及神龙汽车有限公司生产的富康等轿车,皆为此种结构形式。图 6-1-27 所示为捷达轿车上采用的带整体式的动力转向器的液压动力转向系示意图。齿轮齿条式机械转向器、转向动力缸和控制阀设计成一体,组成整体式动力转向器。其控制阀为转阀。转向动力缸活塞 2 与齿条 4 制成一体。活塞 2 将动力缸 1 分成左右两腔。转阀的构造如图 6-1-28 所示。扭杆 10 的前端用销 2 与转向齿轮连接,后端与阀芯连接,而阀芯又与转向轴的末端固定在一起。因而转向轴可通过扭杆带动转向齿轮转动。

转向控制阀(转阀)处于中立位置时(图 6-1-27a),由转向油罐 7、转向油泵(叶片泵)6、流量控制阀(带安全阀)5 组成的供能装置输出的油液流入转阀进油口 P 进入阀腔。由于转阀

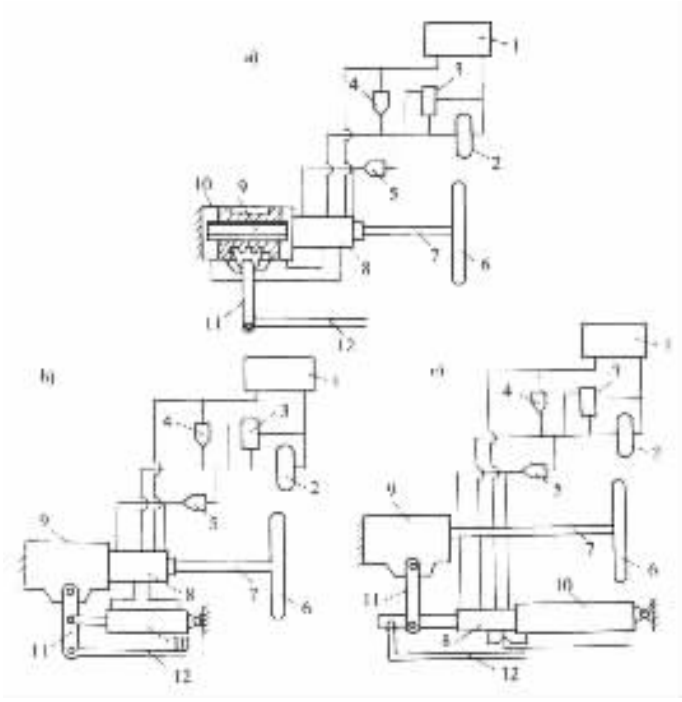


图 6－1－26　常流式液压动力转向系的结构布置方案示意图

a)带整体式动力转向器；b)带半整体式动力转向器；c)带转向加力器

1－转向油罐；2－转向油泵；3－流量控制阀；4－安全阀；5－单向阀；6－转向盘；7－转向轴；8－转向控制阀；9－机械转向器；10－转向动力缸；11－转向摇臂；12－转向直拉杆

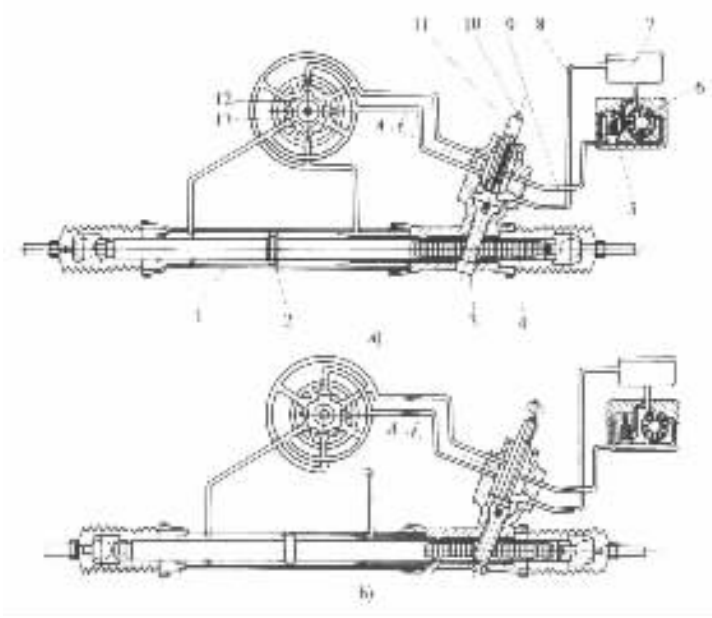


图 6－1－27　捷达轿车整体式动力转向器示意图

a)汽车直线行驶时；b)汽车转弯行驶时

1－转向动力缸；2－动力缸活塞；3－转向齿轮；4－转向齿条；5－流量控制阀(带安全阀)；6－转向油泵(叶片泵)；7－转向油罐；8－回油管路；9－进油管路；10－扭杆；11－转向轴；12－阀芯；13－阀套

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

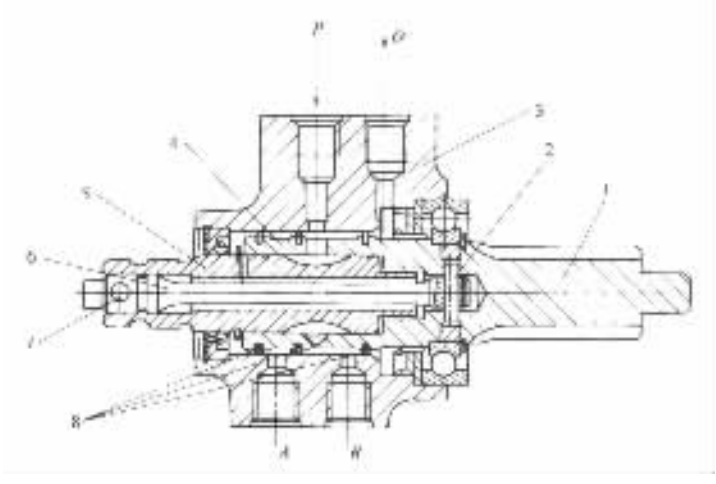


图 6－1－28 转阀构造

1－转向齿轮；2、7－销；3－阀体；4－阀套；5－阀芯；6－扭杆；8－密封圈

P－转阀进油口；O－转阀出油口；A－通动力缸左腔出油口；B－通动力缸右腔出油口

处于中立位置，它使动力缸的两腔相通，则油液经回油管路 8 流回转向油罐 7。因此转向动力缸完全不起作用。故该动力转向装置为常流式转阀整体式动力转向器。

当刚一开始转动转向盘，转向轴连同阀芯被顺时针转动时（图 6－1－27b），因为受到转向节臂传来的路面转向阻力，动力缸活塞和转向齿条暂时都不能运动，所以转向齿轮暂时也不能随转向轴转动。这样，由转向轴传到转向齿轮的转矩只能使扭杆 10 产生少许扭转变形，使转向轴（即阀芯）得以相对转向齿轮（即阀套）转过不大的角度，从而转阀使动力缸左腔成为高压的进油腔，右腔则成为低压的回油腔。作用在动力缸活塞上的向右的液压作用力帮助转向齿轮迫使转向齿条开始右移，转向轮开始向右偏转。同时转向齿轮本身也开始与转向轴同向转动。只要转向盘继续转动，扭杆 10 的扭转变形便一直保持不变，转向控制阀所处的右转向位置也不变。一旦转向盘停止转动，动力缸暂时还继续工作，导致转向齿轮继续转动，使扭杆的扭转变形减小，直到扭杆恢复自由状态，控制阀（转阀）回复到中立位置，动力缸停止工作为止。此时，转向盘即停驻在某一位置上而不动，则车轮转角也就保持一定。若转向盘继续转动时，则转向动力缸又继续工作。这种转向动力缸随转向盘的转动而工作，又随转向盘的停止转动，而停止加力的作用称为动力转向装置的随动作用。

上述动力转向器，若转向盘逆时针转动时，则扭杆、转阀阀芯的转动方向以及动力缸活塞移动的方向均与前述相反，结果转向轮向左偏转。

解放 CA1120PK2L2 汽车所采用的整体式动力转向器也为转阀式，见图 6－1－29。机械转向器为循环球－齿条齿扇式。转向器壳体 11，同时也是转向动力缸的缸体。转向螺母 9 也是动力缸的活塞，其上加工有齿条并与摇臂轴上的齿扇相啮合。转向螺母的前端用密封圈 12 将动力缸分成前、后两腔。转向螺杆 8 的前端用销 10 与扭杆 1 连接，后端制成圆筒形，其内圆面上加工有油道，并用球轴承 14 支承在转向器的后端盖 4 上。扭杆的后端用销 3 与转阀阀芯 2 连接。阀芯 2 与阀体 5 用销 7 连接成一体。阀芯 2 用花键与转向轴连接。其工作原理与前述的轿车整体式转阀动力转向器相同，这里不再重复。

黄河 JN1181C13 型汽车为滑阀式整体动力转向器，其构造见图 6－1－30。该动力转向器的

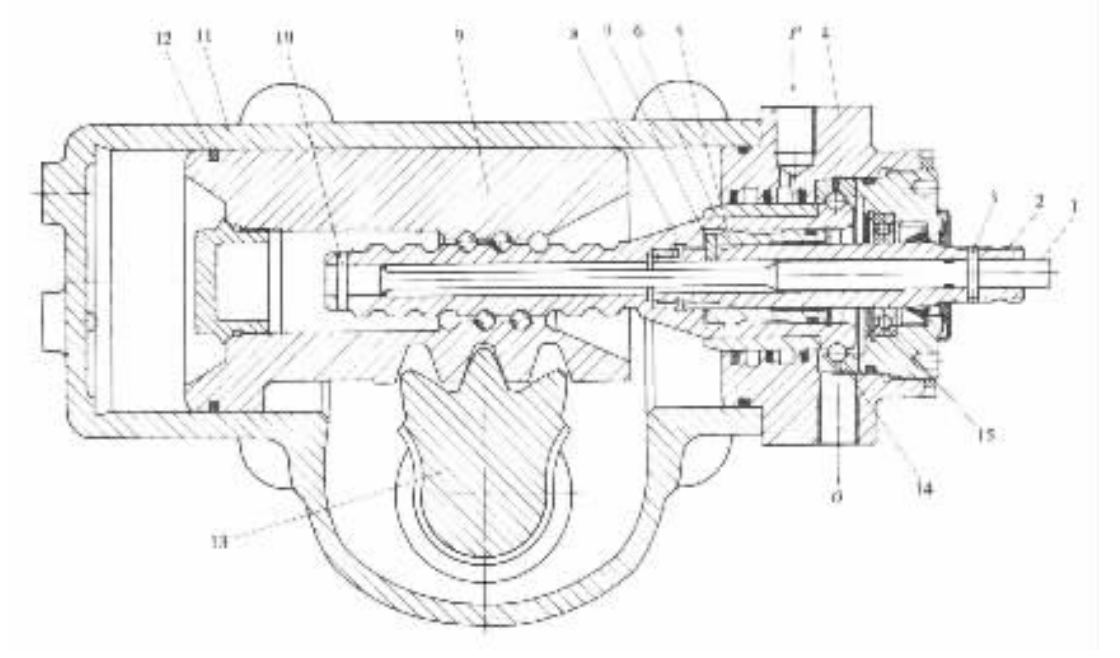


图 6－1－29　解放 CA1120PK2L2 汽车的整体式动力转向器

1－扭杆；2－阀芯；3、7、10－销；4－转向器端盖；5－转阀阀体；6－转阀隔套；8－转向螺杆；9－转向螺母；11－转向器壳体；12－密封圈；13－齿扇轴(摇臂轴)；14、15－轴承；P－转阀进油道；O－转阀回油道

前端(图中为左端)是具有输入轴 10 与一对直角传动圆锥齿轮 1 和 5 的齿轮箱，其传动比为 1。

机械转向器部分为循环球－齿条齿扇式。转向器壳体 28 同时也是转向动力缸的缸体。转向螺母 37 即装在动力缸活塞 27 中部的通槽中。转向螺杆的前端通过齿轮 1 支于转向器前盖 12 中的角接触球轴承 11 上，其距前端不远的凸缘盘外圆面用向心滚针轴承 14 支承。此外，转向螺杆凸缘盘的两侧还各有一个推力滚子轴承 42。以螺纹旋装在转向器前盖中的调整座 15 可用来调节推力滚子轴承的紧度。

转向螺母前端借径向推力球轴承 21 支于动力缸活塞 27 的前部孔中，后端仅有推力滚子轴承 24。轴承紧度可用调整座 38 调整。转向螺母下部的板状凸缘插入转向控制阀的滑阀 54(见剖视图 $C-C$)的中央环槽中，作为控制滑阀轴向位置的拨板。与一般循环球－齿条齿扇式转向器不同的是，齿条不在转向螺母上而在动力缸活塞 27 的后端。转向螺母两端的碟形弹簧 25 使螺母与动力缸活塞的轴向连接具有弹性，可以缓和来自路面的冲击。齿条与齿扇的啮合间隙可用调整螺钉 44 调节。

转向动力缸内腔被活塞前端的密封环分隔成前、后两腔。只有在转向限止阀开启的情况下，两腔才可经油管 33 接通。

转向控制阀位于转向螺母下方，二者轴线互相垂直。阀体 55 以外圆面装在转向器壳体中，并借紧定螺钉 36 限定其轴向和周向位置。阀体内有进油道 P、回油道 O 以及分别通向动力缸前腔和后腔的油道 A 和 B。从剖视图 $C-C$、$D-D$ 和 $F-F$ 中可以看出，当滑阀在中立位置时阀体和滑阀 54 上的各个环槽与上述各油道的相对位置。滑阀的轴向工作位置由转向螺母下部的板状凸缘控制，而其中立位置则由复位弹簧 56 保证。滑阀两端各有一个由反作用柱塞 53 密封的反作用孔腔，分别与动力缸前、后腔连通。

机械分享网 www.jixie365.com 免费下载

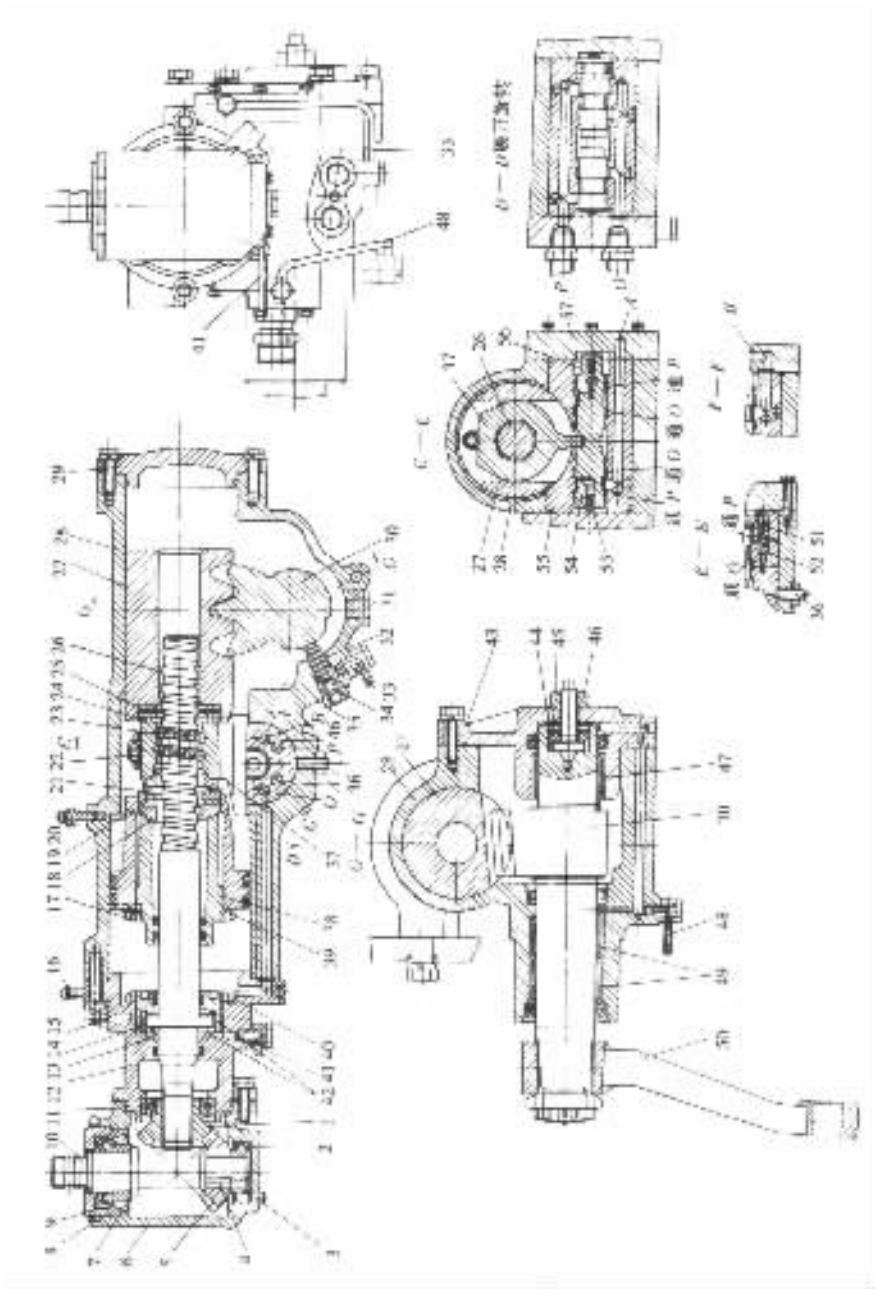


图 6－1－30 黄河 JN1181C13 型汽车整体式动力转向器

1－从动圆锥齿轮；2－圆锥滚子轴承；3－齿轮箱放油螺塞；4－平键；5－主动圆锥齿轮；6－齿轮箱壳体；7－圆锥滚子轴承；8－锁紧螺母；9－调整螺塞；10－输入轴；11－角接触球轴承；12－转向器前盖；13－锥面垫圈；14、47、49－向心滚针轴承；15、38－调整座；16－动力缸前腔放气阀；17－锁紧螺母；18－球面垫圈；19、25－碟形弹簧；20－动力缸后腔放气阀；21－径向推力球轴承；22－钢球导管；23－钢球；24、42－推力滚子轴承；26－转向螺杆；27－转向动力缸活塞；28－转向器壳体(动力缸体)；29－转向器后盖；30－齿扇轴；31－放气螺塞；32－转向限止阀柱塞；33－通动力缸前腔的油管；34－转向限止阀弹簧；35－转向限止阀体；36－紧定螺钉；37－转向螺母；39－锁片；40－锁紧螺母；41、48－润滑油管；43－转向器后侧盖；44－调整螺钉；45－垫圈；46－固定螺母；50－转向摇臂；51－单向阀弹簧；52－单向阀；53－反作用柱塞；54－滑阀；55－转向控制阀体；56－滑阀复位弹簧；57－转向器前侧盖

P－转向控制阀进油道；*O*－转向控制阀回油道；*A*－控制阀通动力缸前腔油道；*B*－控制阀通动力缸后腔油道

刚通过转向盘转动螺杆时，由于转向螺杆的轴向位置已被推力滚子轴承 42 限止。动力缸活塞也因受齿扇轴传来的路面转向阻力而暂时不能运动。螺母两端碟形弹簧的预紧力又使得转向螺母不可能相对于活塞轴向移动。结果只能是转向螺母随转向螺杆转动一个不大的角度，将滑阀拨到相应的工作位置。于是动力缸的一腔通进油道 P，另一腔通回油道 O。动力缸活塞上的液压作用力与转向螺母的轴向力共同作用下，带动齿扇轴 30 和转向摇臂 50 转动。

转向螺杆转动一停止，动力缸活塞暂时还继续移动。转向螺母一面随活塞移动，一面相对于转向螺杆转动，直到将滑阀拨回中立位置，动力缸停止工作为止。

转向轮的极限偏转角由转向限止阀限制。转向限止阀的阀体 35 借螺纹旋装在转向器壳体上。柱塞 32 装入阀体后，即应压入球塞将装入孔封堵，柱塞因其外端台肩限位而不可能脱出。阀体上开有两排径向油孔。后排油孔直接与动力缸后腔相通。前排油孔则经油管接头和油管 33 与动力缸前腔相通。齿扇轴 30 处于中立位置时，转向限止阀柱塞抵靠着齿扇轴的圆弧面的中部。此时阀体上的前排油孔被柱塞封闭，将动力缸前后两腔隔绝，以保证动力缸正常工作。齿扇轴圆弧面的两端各有一个凹坑。当转向轮向某一方向的偏转角达到规定的最大值时，柱塞 32 即在弹簧 34 作用下伸入齿扇轴的相应凹坑内，使得阀体上的前后两排油孔经阀体与柱塞间的环形空间互相连通。动力缸即因前后两腔连通而停止工作。车轮偏转角就此保持不变。

滑阀两端的反作用孔腔的液压同动力缸相应工作腔的液压一样，也与路面转向阻力有递增函数关系。这个力图将滑阀推回中立位置的轴向液压反作用力通过滑阀和转向螺母等反馈到转向盘，使驾驶员获得一定路感。

在转向控制阀体 55 的端部设有单向阀 52，在液压回路中与转向油泵并联。在正常情况下，单向阀常闭。当转向油泵不运转而不得不施行人力转向时，转向控制阀进油道 P 因被转向油泵堵塞而产生的真空度将单向阀 52 吸开。这样，动力缸的排油腔中的油液便可依次经回油道 O、单向阀及进油道 P 流入动力缸吸油腔，而不需要流经油泵，即转向油泵被短路。

三、半整体式动力转向器

原红岩 CQ261 型汽车的液压动力转向装置的组成和布置，示于图 6－1－31。它是由机械转向器 5 和转向控制阀 4 组合成一个部件一半整体式动力转向器，转向动力缸则是独立部件。该装置与备（用车）轮架液压升降装置共用一套由转向油罐 2 和内装流量控制阀及安全阀的转向油泵 3 组成的供能装置。转向油泵输出的压力油先经输入管 9 流到手控制式备轮架操纵阀 8。由此可以流入备轮架升降装置动力缸，或者经输入管路 10 和转向控制阀 4 流入转向动力缸。因为更换车轮只能在车辆停驻时进行，所以在汽车行驶时，备轮架操纵阀总是处于备轮架升降装置不工作的中立位置，使转向油泵与备轮架升降液压系统隔绝，而与转向控制阀输入管路 10 接通。

半整体式动力转向器的构造示于图 6－1－32。其中的机械转向器属于循环球一滑块曲柄销式。转向器的第二级传动副是转向螺母－曲柄销副。指销 11 的锥形柄部与同摇臂轴 10 制成一体的曲柄上的锥孔配合，并用螺母锁片固定。指销的头伸入转向螺母 3 的圆柱形孔内。当转动转向螺杆驱使转向螺母轴向移动时，转向螺母即起滑块作用，力图带动指销移动。但指销又受曲柄约束，其运动轨迹只能是一段圆弧。因此转向螺母在轴向移动的同时，还因受指销的约束而绕其自身轴线转动。

转向摇臂 9 下端用球头销与转向直拉杆连接，其中部用空心销与转向动力缸推杆连接叉

机械学习网 www.jixie365.com 免费下载

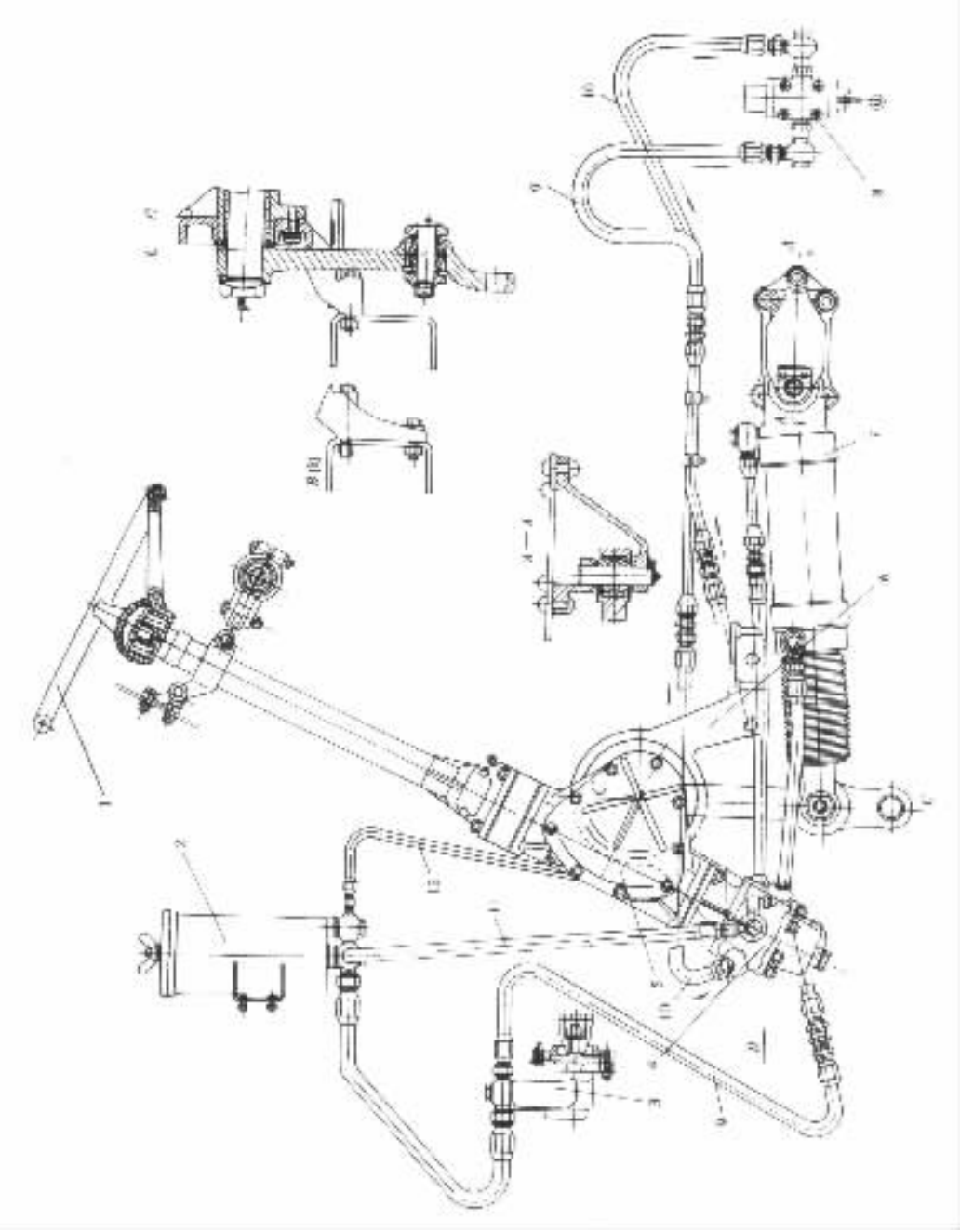


图 6－1－31 原红岩 CQ261 型汽车动力转向装置的组成和布置

1－转向盘；2－转向油罐；3－转向油泵；4－转向控制阀；5－机械转向器；6－支架；7－转向动力缸；8－备轮架操纵阀；9－备轮架操纵阀输入管路；10－转向控制阀输入管路；11－回油管路；12－漏泄回油管路

铰接。动力缸推杆在工作中除轴向运动外，还与动力缸一起绕动力缸与车架的铰接点摆动。为此，转向摇臂中部孔内装有球头衬套 27 与球头座 26，二者均制成左右两件。二球头衬套之间的弹簧 28 用以消除球头与座之间的间隙。

转向控制阀组装在机械转向器的下端。转向螺杆 4 延伸的圆柱形尾部穿过空心滑阀 21。

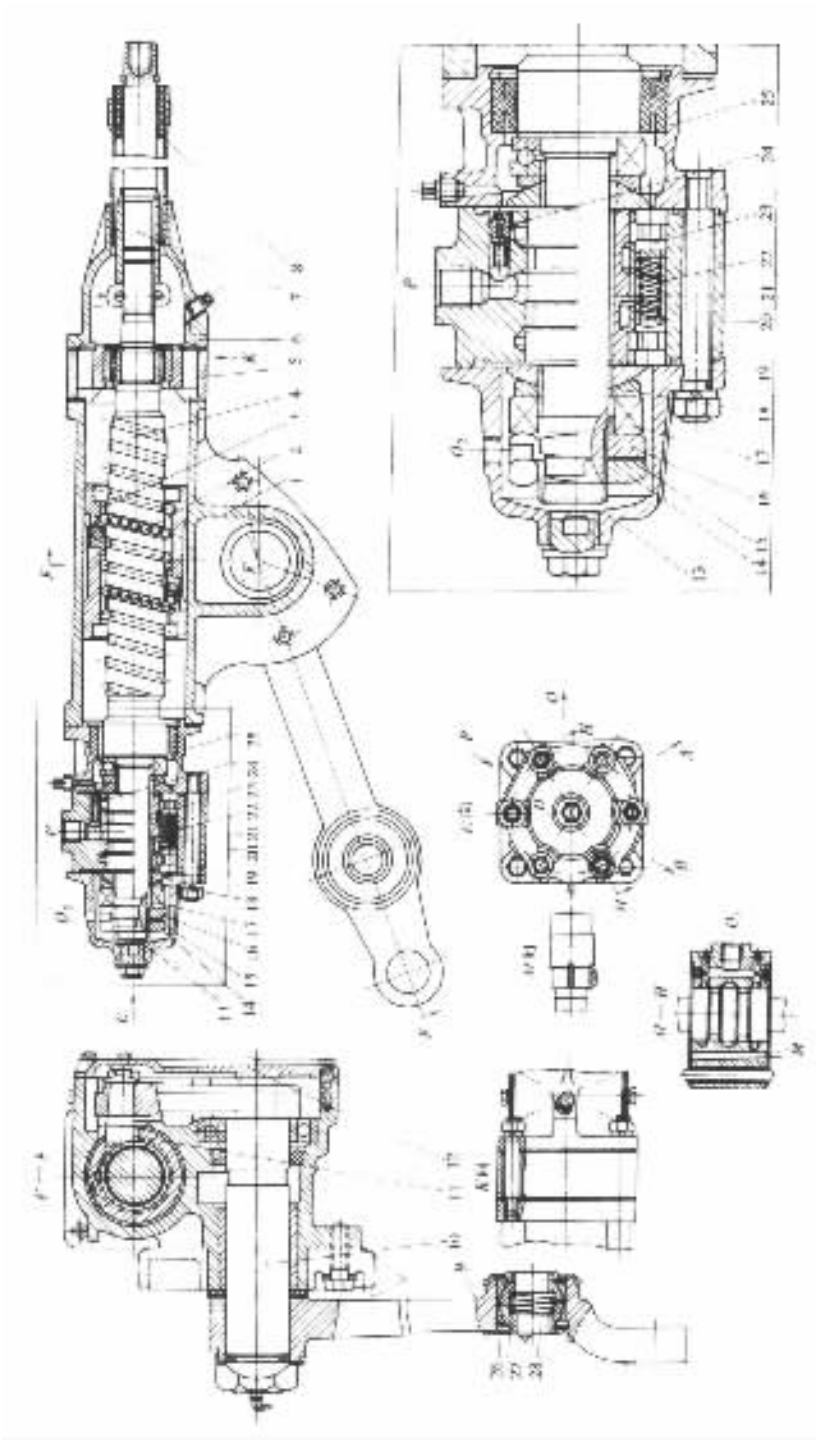


图 6－1－32　原红岩 CQ261 型汽车半整体式动力转向器

1－转向器壳体；2－钢球；3－转向螺母；4－转向螺杆；5－转向螺杆上支承座；6－转向管柱；7－转向轴；8－转向轴衬套；9－转向摇臂；10－摇臂轴；11－指销；12－机械转向器侧盖；13－转向控制阀下盖；14－锁止螺母；15－固紧螺母锁片；16－固紧螺母；17－推力球轴承；18－凹球面垫圈；19－凸球面垫圈；20－转向控制阀壳体；21－滑阀；22－滑阀复位弹簧；23－反作用柱塞；24－单向阀；25－转向控制阀上盖；26－球头座；27－球头衬套；28－弹簧

P－进油口；O_1－回油口；O_2－漏泄回油口；A－通动力缸前腔孔口；B－通动力缸后腔孔口；M－油道

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

滑阀两端都装有凸球面垫圈 19 和凹球面垫圈 18 和推力球轴承 17。在用螺母固紧后,滑阀与转向螺杆的轴向相对位置即被固定。但滑阀处于中立位置(相应于汽车直线行驶的位置)时,两凸球面垫圈 19 的平面与控制阀壳体 20 的端面各保持 1mm 的间隙,因而转向螺杆连同滑阀有可能相对于控制阀壳体自中立位置向两端轴向移动 1mm。

滑阀与其阀壳体作动配合。滑阀处圆面切有两道宽度相等的环槽,同时形成三道环肩。相应地,阀壳体的内圆面上也切出三道等宽的环槽。在滑阀处于中立位置时,壳体的中间两道环肩正对滑阀的环槽。这时,由于壳体中间两道环肩的宽度略小于滑阀环槽的宽度,壳体上的三道环槽与滑阀上的两道环槽都互相连通。壳体上的中间环槽经进油口 P 通向转向油泵;两端环槽均经回油口 O_1(见剖视图 $H-H$)通向转向油罐。此外,壳体中间的两环肩也开有径向油孔(图中未示出),分别经孔口 A 和 B 通向转向动力缸的前、后工作腔。壳体上还有四个位于中心阀腔的轴向通孔。每个通孔内都装有两个反作用柱塞 23,在滑阀复位弹簧 22 作用下,分别抵靠着控制阀上盖 25 和下盖 13,同时也通过两端的凸球面垫圈 19 使滑阀保持在中立位置。弹簧 22 所在的孔腔经常与壳体的中间环槽相通。

壳体上的轴向油道 M(见剖视图 $H-H$)用以沟通控制阀上盖和下盖的阀腔。这两阀腔中都充满低压油。由滑阀和壳体漏泄到这两个阀腔的油液可由下盖上的漏泄回油口 O_2 经小油管(即图 6-1-31 中的油管 12)流回转向油罐。

在用机械转向系时,路面转向阻力矩经机械传动件传到转向盘,造成转向盘运动的阻力矩。驾驶员施加于转向盘上的力矩必须足以平衡这一阻力矩,方能使转向轮偏转,即所需转向力矩与路面转向阻力矩成一定的递增函数关系。这样,驾驶员可以直接感知转向阻力矩的大小(即有"路感"),从而随时调节所施转向力矩,保证转向正确进行。

在采用动力转向系的情况下,路面转向阻力矩的绝大部分反馈到动力缸推杆,只有小部分能反馈到转向盘上。这部分反馈到转向盘上的阻力矩还应当与液压系统的工作压力成递增函数关系。为此,动力转向器中必须装设如反作用柱塞 23 这样的反馈装置。由图可见,在转向过程中反作用柱塞 23 的内端面始终承受与地面转向阻力矩相应的液压作用力。此力与滑阀复位弹簧力一同传到转向螺杆,形成对转向盘的阻力矩,使驾驶员获得一定强度的路感。所有反作用柱塞的总承压面积愈大,则路感愈强。

汽车需要转弯时,驾驶员应向左或向右转动转向盘。起初转向螺杆会连同滑阀相对转向螺母轴向移动,使滑阀移动到左或右方的极限位置。此时,转向动力缸的左腔或右腔成为高压进油腔,而相对应的右腔或左腔则成为低压回油腔。结果使转向轮向左或向右偏转。

当汽车已转入新的行驶方向并需要保持沿此方向直线行驶时,驾驶员应即放松转向盘(撤除转向力矩)。这时,由于转向主销有后倾和内倾角,转向轮便在汽车自重和路面侧向反力的作用下自动回正,同时通过转向传动装置带动转向摇臂轴和螺母复位。在转向螺母的轴向推力作用下,转向盘和转向轴一面转回中立角位置,一面移回轴向中立位置。与此同时。滑阀也在复位弹簧作用下回到中立位置。

在转向油泵失效或不运转时,可利用机械转向器施行人力转向。例如,在转向盘顺时针转动过程中,起初转向螺杆和滑阀都相对于转向螺母移动到右极限位置。转向动力缸右腔与回油管道接通。动力缸左腔虽然与进油口 P 接通,但自转向油罐至进油口 P 的管路阻力很大,因为其中存在着不运转的转向油泵。欲使转向盘继续转动,除了要克服路面转向阻力外,还不得不将动力缸活塞推向右方,将动力缸右腔的油液排回转向油罐,同时左腔力图从转向油罐吸入油液,亦即使动力缸变成油泵,使油液以不高的压力在回路中循环。然而由于不运转的转向

油泵的阻碍，左腔中吸油流量太小，甚至吸不进油，因而造成很高的真空度。这样，动力缸两腔的压力差就形成了附加的转向阻力。为了消除这一附加阻力，在进油口 P 和漏泄回油口 O_2 之间设置了一个单向阀（即图 6－1－32 中的单向阀 24）。在油泵正常工作时，该单向阀在进油压力下常闭。当油泵不工作而施行人力转向时，动力缸左腔的真空度传到进油口 P，将单向阀吸开。这样，接漏泄回油口 O_2 的管路（即图 6－1－31 中的管路 12）便成为自油罐至进油口 P 的旁通进油管路，从而将转向油泵短路。

图 6－1－31 中的转向动力缸 7 的构造示于图 6－1－33。连接叉 1 与转向摇臂相连。后盖 5 与固定在车架上的支座以球铰链连接（图 6－1－31）。前、后腔通油孔口 A 和 B 分别与转向控制阀相应的通油孔口连通。随着转向控制阀的滑阀位置不同，动力缸两腔可以交替成为低压腔和高压腔，也可以都成为低压腔。

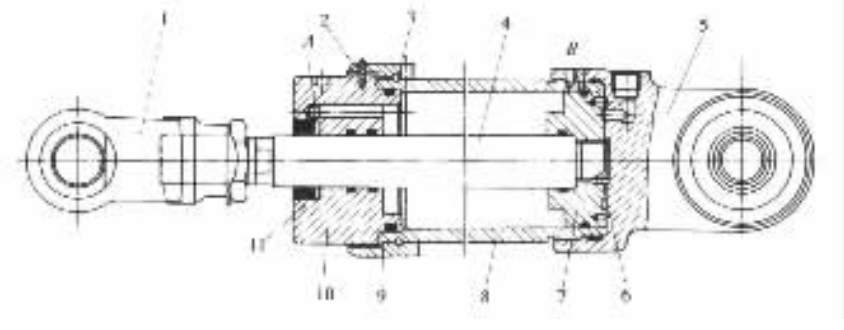


图 6－1－33　转向动力缸

1－连接叉；2－固定环锁圈；3－固定环挡圈；4－活塞杆；5－后盖；6－紧固螺钉；7－活塞；8－缸体；9－前盖固定环；10－前盖；11－前盖油封

四、转向加力器

由机械转向器和转向加力器组成的动力转向系的结构布置方案示于图 6－1－34。转向加力器由转向控制阀 5 和转向动力缸 6 组成。控制阀体前后两端分别用螺钉与带球铰链的接头 4 及转向动力缸体连接。转向动力缸的活塞杆后端用球铰链与车架相连。动力缸工作时，其缸体将相对于活塞杆作轴向运动，并且同活塞杆一起绕固定球铰链摆动。

转动转向盘 1 时，转向摇臂 3 一方面通过球铰链带动转向直拉杆，一方面带动转向控制阀中的滑阀，使转向动力缸在液压作用下与转向摇臂共同对转向直拉杆施力。

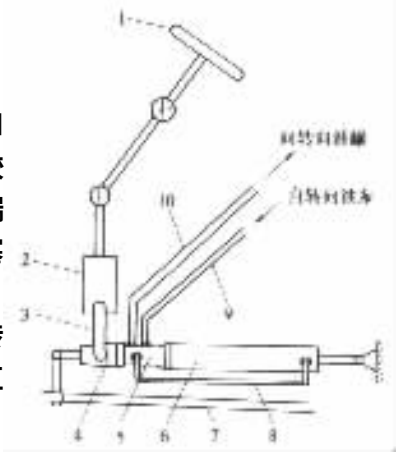


图 6－1－34　转向器和转向加力器组成的动力转向系布置示意图

1－转向盘；2－机械转向器；3－转向摇臂；4－接头；5－转向控制阀；6－转向动力缸；7－转向直接杆；8－转向控制阀与转向动缸后腔通油管；9－进油管路；10－回油管路

原上海 SH3540 型汽车转向加力器的构造示于图 6－1－35。内装与转向摇臂相连的球头销 2 的接头体 12、与转向直拉杆 13 相连的球头销 14 的接头体 8、转向控制阀壳体 9 及转向动力缸体 4 用螺钉固连成一整体。球头销 2 不运动时，装在其前球头座尾部的弹簧 1 的两端分别抵靠着接头体 12 和 11。这样，弹簧 1 就保证了转向摇臂不动时，接头 11 和控制阀壳体 9 同球头销 2 和滑阀 3 的相对位置，如图 6－1－35 所示。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

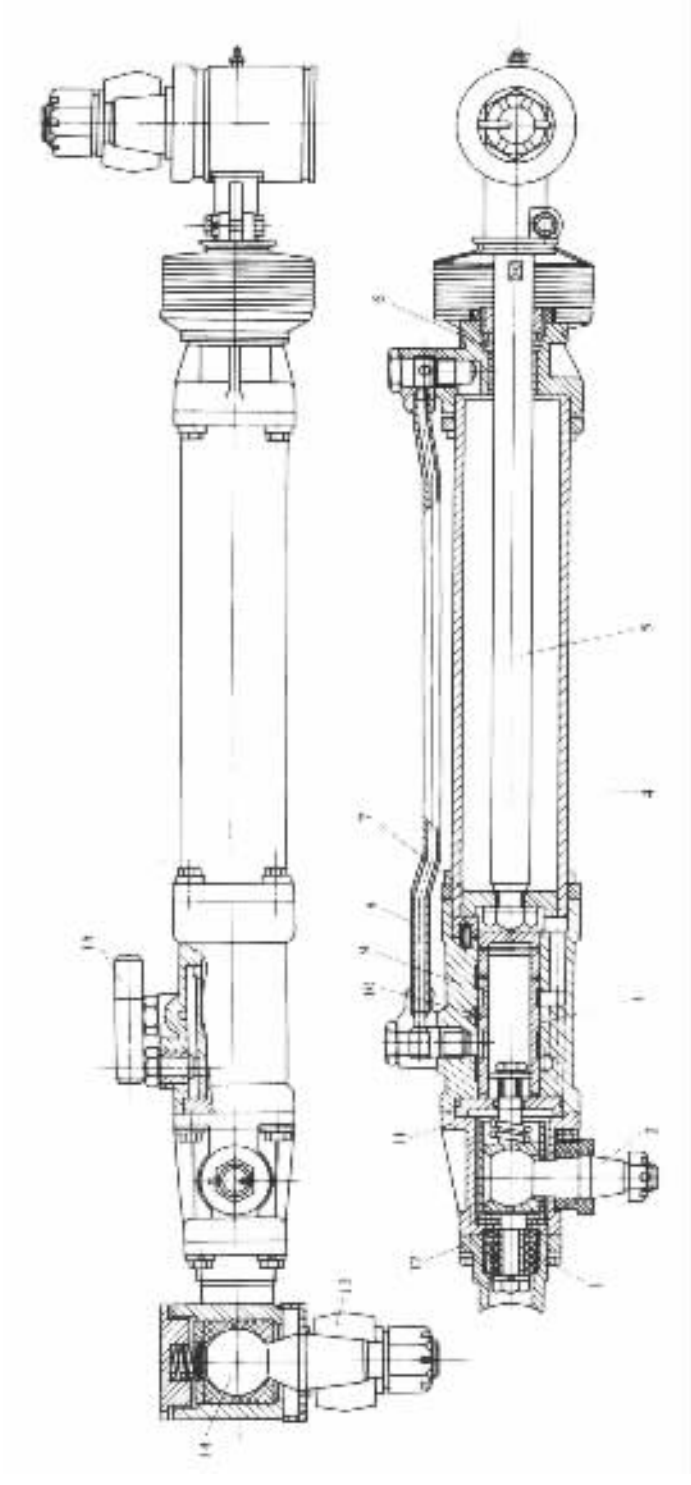


图 6－1－35 原上海 SH3540 型汽车转向加力器

1－弹簧；2、14－球头销；3－滑阀；4－动力缸体；5－活塞杆；6－油封；7－动力缸活塞；8－油管；9－控制阀壳体；10－控制阀进油管路；11、12－接头体；13－转向直拉杆；15－控制阀回油管路

图中表示的是转向加力器部件装配好以后，将活塞 7 推入到前极限位置的状态。这是为了缩短部件总长度，以便贮存和运输。转向加力器安装到车上以后，在汽车不转向时，活塞应当处在动力缸内的中间位置。

滑阀的后环槽经阀壳体内的轴向孔道直通动力缸前腔，其前环槽则借油管 8 与动缸后腔相通。控制阀壳体 9 有三个环槽。中间环槽通进油管路 10；前、后两环槽借阀壳体内轴向孔道互相沟通，并经前环槽接通回油管路 15。

转向摇臂施加于球头销 2 上的力先克服弹簧 1 而将二球头座之一推靠到接头体 11 上，同时使滑阀 3 移到相应的工作位置，使压力油流入动力缸的一腔，动力缸的另一腔的油液则被排送回转向油罐。于是，动缸体所受的液压作用力和球头销 2 的力都传到球头销 14，带动转向直拉杆 13。

第五节　转向油罐与转向油泵

一、转向油罐

转向油罐的作用是贮存、滤清并冷却液压转向加力装置的工作油液（一般是锭子油或透平油）。转向油罐一般是单独安装，但也有直接装在转向油泵上的。

图 6－1－36 所示为一种重型汽车转向油罐的构造。中心油管接头座 13 专门用以装接转向控制阀的回油管路。另外两个油管接头座 12 则分别装接转向油泵的进油管和半整体动力转向器的漏泄回油管路。中心油管接头座下部有滤芯密封圈 11，上部旋装着中心螺柱 16。滤芯 10 套装在中心螺柱上，而且由锁销 5 限位的弹簧 7 压住。罐盖 3 靠翼形螺母压紧。

由转向控制阀和转向动力缸流回来的油液通过中心油管接头座的径向油孔流入滤芯内部空腔，经滤清后进入贮液腔，准备供入转向油泵。滤芯弹簧 7 的预紧力不大，故当滤芯堵塞而回油压力略有增高时，滤芯便在液压作用下升起，让油液不经过滤清便进入贮液腔，以免油泵进油不足。滤网片 14 用以防止油液乳化。

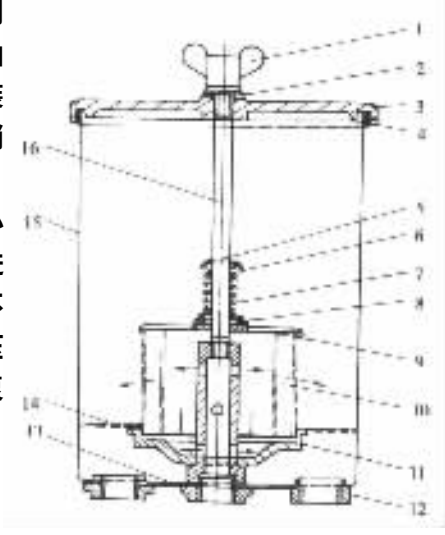


图 6－1－36　转向油罐

1－翼形螺母；2－垫圈；3－罐盖；4－罐盖密封环；5－锁销；6、8－弹簧座；7－弹簧；9－橡胶密封垫圈；10－滤芯；11－滤芯密封圈；12－油管接头座；13－中心油管接头座；14－滤网片；15－罐体；16－中心螺栓

二、转向油泵

转向油泵是液压动力转向装置的能源，其作用是将输入的机械能转换为液压能输出。在转向油泵只受发动机驱动的情况下，一旦发动机停止运转，油泵即无压力油输出。这对前轴（转向轴）最大轴载质量在 25t 以上的重型汽车而言是极为不利的，因为驾驶员的体力根本不能胜任使法向载荷这样大的转向轮偏转的任务。

为了确保动力转向装置的工作可靠性，有些重型汽车在转向油泵的驱动装置中采用自由轮机构，使转向油泵在正常情况下受发动机驱动，而在发动机转速过低甚至熄火时，则脱离发动机而受以较高速度滑行的汽车驱动。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

另外一些重型汽车，为了同样目的，加装了一个应急转向油泵，与主转向油泵并联。应急油泵可以借蓄电池通过直流电动机驱动，也可以由汽车传动系驱动。在后一情况下，当主油泵工作正常时，应急油泵卸荷空转；主油泵一旦停止运转，应急油泵即可在应急阀的控制下，代替主油泵向动力转向液压系统供油。

转向油泵的结构形式有齿轮式、叶片式、转子式、柱塞式等。在国内外汽车动力转向系中应用得最多的是外啮合齿轮式转向油泵。

一种国产汽车的外啮合齿轮式转向油泵的结构示于图 6－1－37。图中油泵顶部的右孔口为进油口；左孔口为出油口。主动齿轮 14 和从动齿轮 13 均与轴制成一体。二者的轴颈借轴套支承在泵体 10 和泵盖 18 上。左侧二轴套 11 的轴向位置是固定的。右侧二轴套 12 和 15 则可以轴向浮动，称为浮动轴套。

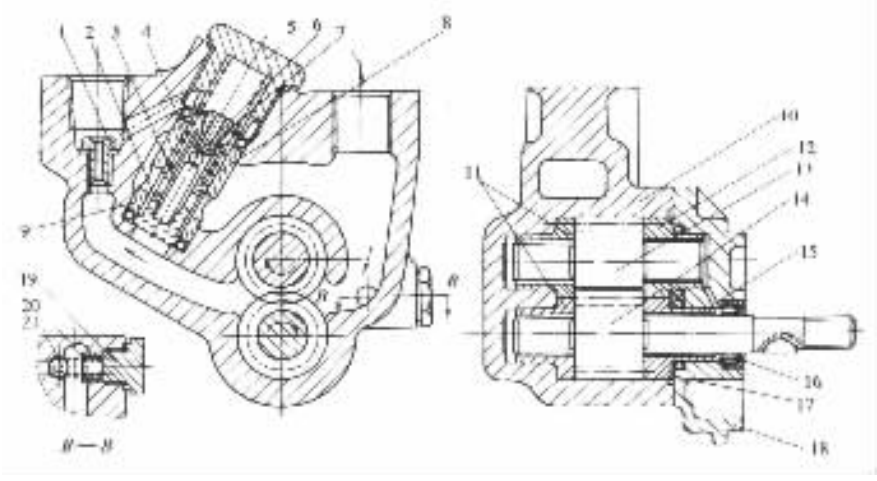


图 6－1－37 外啮合齿轮式转向油泵

1－量孔；2－流量控制阀柱塞；3－安全阀弹簧；4－安全阀弹簧座；5、19－螺塞；6－安全阀球阀门；7－安全阀座；8－流量控制阀弹簧；9－流量控制阀体；10－泵体；11－轴套；12、15－浮动轴套；13－从动齿轮；14－主动齿轮；16－油封；17－弹簧片；18－泵盖；20－单向阀弹簧；21－单向阀球阀门

一般齿轮油泵不用带凸缘的浮动轴套，而用普通衬套作为齿轮轴的轴承。在此情况下，齿轮端面与其相对运动件泵体、泵盖之间必须留有一定的轴向间隙。齿轮泵各处的间隙都将导致油液漏泄，而齿轮端面处的轴向间隙对漏泄量的影响最大。而且，随着零件的磨损和油泵工作压力的升高，轴向间隙和漏泄量将急剧增加，使得油泵的容积效率（实际流量与理论流量的比值）降低，而且输出压力可能达不到工作要求的值。这是影响齿轮油泵工作压力提高的主要因素之一。

限制齿轮油泵的轴向间隙，以提高油泵的容积效率和工作压力的较先进的结构措施之一即是采用浮动轴套。

在图 6－1－37 所示的转向油泵中，浮动轴套凸缘的背面与泵盖 18 之间留有一个密闭空间，经泵体上的小油孔（图中未示出）与泵腔中压力较高的区域相通，其中还装有弹簧片 17。油泵不工作时，浮动轴套在弹簧片的作用下压靠着齿轮端面。油泵开始运转后，泵腔液压作用力便使浮动轴套外移少许，形成轴向间隙。但此时浮动轴套凸缘背面也受到液压作用力。因为在设计上保证了浮动轴套背面的液压作用力与弹簧力之和略大于其正面液压作用力，所以当油泵压力升高而使轴向间隙增大时，浮动轴套可在液压和弹簧作用下内移，对间隙增量加以

补偿。油泵压力愈高，这一补偿作用愈强。这就是对齿轮油泵轴向间隙的“液压补偿”方法。零件磨损所致的间隙增量则由弹簧片随时补偿。

每个齿轮两轴颈的端面处各有一个漏泄油腔。这四个油腔借泵体上的孔道和齿轮 13 中心孔道互相连通。自齿轮端面处的轴向间隙漏泄出来的油液在润滑各摩擦面之后流到这些油腔中。漏泄油腔中的压力受控于由球阀门 21、弹簧 20 和螺塞 19 组成的单向阀。单向阀进油口与固定轴套 11 一侧的漏泄油腔相通，出油口则与油泵进油腔连通。当漏泄油腔压力高达一定值时，单向阀即开启，使油泵内部润滑循环油路接通。

转向油泵的流量与齿轮转速（从而与发动机转速）成正比。转向油泵一般设计得即使在发动机怠速运转时，其流量也能保证急速转向所需的动力缸活塞最大移动速度。这样，当发动机转速高时，油泵流量将过大，导致油泵消耗功率过多和油温过高。为此，转向加力装置中必须设置流量控制阀以限制转向油泵最大流量。

转向油泵的输出压力取决于液压系统的负荷（即动力缸活塞所受的运动阻力）。在转向阻力矩过大时，动力缸和油泵均将超载而导致零件损坏。因此液压系统中还必须装设用以限制系统最高压力的安全阀。

该油泵内部装有流量控制阀和安全阀。差压式的流量控制阀装在油泵进油腔和出油腔之间，与油泵齿轮副并联。安全阀则位于流量控制阀内。流量控制阀体 9 内的柱塞 2 在弹簧 8 的作用下处于下极限位置。柱塞下方通油泵出油腔；上方通油泵出油口。在油泵出油腔与出油口之间有量孔 1。当油液自出油腔以一定速度流过量孔时，由于量孔的节流作用，量孔外侧的出油口压力低于量孔内侧的出油腔压力。油泵流量愈大（即通过量孔的流速愈高），则量孔内外压力差愈大。在油泵流量增大到规定值，使柱塞 2 两端压力差的作用力足以克服弹簧 8 的预紧力，并进一步压缩弹簧，将柱塞向上推到柱塞下密封环带高于径向油孔的下边缘时，油泵出油腔即与进油腔沟通。于是出油腔中的一部分油液便经流量控制阀流到进油腔，因而经量孔输出的流量便减小。流量减小到一定值以下时，量孔内外两侧的压力差不足以平衡弹簧，柱塞便被弹簧推下，重新切断进油腔到出油腔的通路。这样，转向油泵的流量便被限制在 9.5 ~ 16.0L/min。

安全阀体 7（图 6－1－37）借螺纹固定在流量控制阀柱塞上端。球阀门 6 及弹簧 3 所处的柱塞内腔与油泵进油腔相通；球阀门上方油腔经泵体内的油道通向量孔外的出油口。油泵输出压力升高到规定的最高值时，球阀开启，将出油口与进油腔接通，使出油口压力降低。

为了保证出油的连续性，齿轮式油泵总是将齿轮设计得在一对轮齿脱离啮合之前，下一对轮齿即已进入啮合。两对同时啮合的轮齿啮合线之间的密闭空间容积先是缩小，继而又增大。在该空间缩小的阶段中，其中的油压剧增，造成对齿轮的很大的径向力，为了改善这一情况，在各个轴套的正面加工出卸荷槽。

齿轮式油泵的齿轮齿顶圆上的压力分布很不均匀，而且不能互相平衡。这一不平衡的径向力不仅影响轴套寿命，而且也限制了油泵压力的提高。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

第二章 转向系的主要性能参数

第一节 转向系的效率

转向系的效率 η_0 由转向器的效率 η 和转向操纵及传动机构的效率 η' 决定，即

$$\eta_0 = \eta \cdot \eta' \tag{6-2-1}$$

转向器的效率 η 又有正效率 η_+ 与逆效率 η_- 之分。转向摇臂轴输出的功率（$P_1 - P_2$）与转向轴输入功率 P_1 之比，称为转向器的正效率：

$$\eta_+ = \frac{P_1 - P_2}{P_1} \tag{6-2-2}$$

式中 P_2——转向器的摩擦功率。

反之，即转向轴输出的功率（$P_3 - P_2$）与转向摇臂轴输入的功率 P_3 之比，称为转向器的逆效率：

$$\eta = \frac{P_3 - P_2}{P_3} \tag{6-2-3}$$

正效率愈大，转动转向轮时转向器的摩擦损失就愈小，转向操纵就愈容易。转向器的类型、结构特点、结构参数和制造质量等是影响转向器正效率的主要因素。循环球式转向器的传动副为滚动摩擦，摩擦损失小，其正效率 η_+ 可达 85% 蜗杆指销式和蜗杆滚轮式转向器的传动副存在较大滑动摩擦，效率较低。对于蜗杆和螺杆类转向器，如果忽略轴承和其他地方的摩擦损失而只考虑啮合副的摩擦，则其正效率 η_+ 为

$$\eta_+ = \frac{\tan\alpha_0}{\tan(\alpha_0 + \rho)} \tag{6-2-4}$$

式中 α_0——蜗杆或螺杆的螺线导程角；

ρ——摩擦角，$\rho = \arctan f$；

f——摩擦系数。

逆效率表示转向器的可逆性。根据逆效率值的大小，转向器又可分为可逆式、极限可逆式与不可逆式三种。

可逆式转向器的逆效率较高，这种转向器可将路面作用在转向轮上的大部分力传递到转向盘上，使司机的路感好。在汽车转向后也能保证转向轮与转向盘的自动回正，使转向轮行驶稳定。但在坏路面上，当转向轮上作用有侧向力时，转向轮受到的冲击大部分会传给转向盘，容易产生“打手”现象，同时转向轮容易产生摆振。因此，可逆式转向器宜用于在良好路面上行驶的车辆。循环球式和齿轮齿条式转向器均属于这一类。

不可逆式转向器不会将转向轮受到的冲击力传到转向盘上。由于它既使司机没有路感，又不能保证转向轮的自动回正，现代汽车已不采用。

极限可逆式转向器介于上述两者之间。其逆效率较低，适用于在坏路面上行驶的汽车。

当转向轮受到冲击力时，其中只有较小的一部分传给转向盘。

如果忽略轴承和其他地方的摩擦损失而只考虑啮合副的摩擦，则蜗杆和螺杆类转向器的逆效率为

$$\eta_{-}=\frac{\tan(\alpha_0-\rho)}{\tan\alpha_0} \tag{6-2-5}$$

式中 α_0 及 ρ 见式(6－2－4)下的说明。

由式(6－2－4)、式(6－2－5)可见，增大导程角 α_0 不仅能提高正效率，也会提高逆效率，故 α_0 不宜取得过大。当 $\alpha_0\leqslant\rho$ 时，逆效率 $\eta_{-}\leqslant0$，这时转向器为不可逆式。因此应使 $\alpha_{0\min}\geqslant\rho$，通常螺线的导程角取为 $8°\sim10°$。

通常，由转向盘至转向轮的效率即转向系的正效率 η_{0+} 的平均值为 $0.67\sim0.82$；当向上述相反方向传递力时逆效率 η_{0-} 的平均值为 $0.58\sim0.63$。转向操纵及传动机构的效率 η' 用于评价在这些机构中的摩擦损失，其中转向轮转向主销等的摩擦损失约为转向系总损失的 40% ～ 50%，而拉杆球销的摩擦损失约为转向系总损失的 10% ～ 15%。

第二节　转向系的角传动比与力传动比

一、角传动比

转向盘转角的增量 $\Delta\varphi$ 与同侧转向节转角的相应增量 $\Delta\theta$ 之比，称为转向系的角传动比 $i_{0\omega}$。转向盘转角的增量 $\Delta\varphi$ 与转向摇臂轴转角的相应增量 $\Delta\beta$ 之比，称为转向器的角传动比 i_{ω}。转向摇臂轴转角的增量 $\Delta\beta$ 与同侧转向节转角的相应增量 $\Delta\theta$ 之比，称为转向传动机构的角传动比 i'_{ω}。它们之间的关系为

$$i_{0\omega}=i_{\omega}\cdot i'_{\omega}=\frac{\Delta\varphi}{\Delta\beta}\cdot\frac{\Delta\beta}{\Delta\theta}=\frac{\Delta\varphi}{\Delta\theta} \tag{6-2-6}$$

$$i_{\omega}=\frac{\Delta\varphi}{\Delta\beta} \tag{6-2-7}$$

$$i'_{\omega}=\frac{\Delta\beta}{\Delta\theta} \tag{6-2-8}$$

式中　$i_{0\omega}$——转向系的角传动比；

i_{ω}——转向器的角传动比；

i'_{ω}——转向传动机构的角传动比；

$\Delta\varphi$——转向盘转角的增量；

$\Delta\beta$——转向摇臂轴转角的增量；

$\Delta\theta$——同侧转向节转角的相应增量。

转向传动机构的布置，通常取其在中间位置时使转向摇臂及转向节臂均垂直于其转向纵拉杆，而在向左和向右转到底的位置时，应使转向摇臂与转向节臂分别与转向纵拉杆的交角相等。这时，转向传动机构的角传动比亦可取为

$$i'_{\omega}=\frac{l_3}{l_1} \tag{6-2-9}$$

式中　l_1——转向摇臂长；

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

l_2——转向节臂长。

现代汽车转向传动机构的角传动比多在 0.85～1.1 之间，即近似为 1。故研究转向系的角传动比时，为简化起见往往只研究转向器的角传动比及其变化规律即可。

二、力传动比

转向传动机构的力传动比 i'_P 等于转向车轮的转向阻力矩 T_r 与转向摇臂的力矩 T 之比值。i'_P 与转向传动机构的结构布置型式及其杆件所处的转向位置有关。对于非独立悬架汽车的转向传动机构来说，当转向轮由转向传动机构带动而转向且后者处于图示虚线位置时，其转向摇臂上的力矩为

$$T = 0.5T_r(l_1/l_3) + 0.5T_r(l_1/l_3)(m'_L/m'_R)$$

转向传动机构的力传动比为

$$i'_P = \frac{T_r}{T} = 2(l_3/l_1)[m'_R/(m'_R + m'_L)] \tag{6-2-10}$$

在最恶劣的转向条件下，例如在干而粗糙的转向轮支承面上作原地转向，转向车轮的转向阻力矩 T_r 由转向车轮相对于主销轴线的滚动阻力矩 T_1、轮胎与地面接触部分的滑动摩擦力矩 T_2 以及转向车轮的稳定力矩或自动回正力矩所形成的阻力矩 T_3 组成。即

$$T_r = T_1 + T_2 + T_3 \tag{6-2-11}$$

且

$$T_1 = G_1 fa \tag{6-2-12}$$

$$T_2 = G_1 x\varphi \tag{6-2-13}$$

$$T_3 = aG_1[\beta(\sin\bar{\alpha}_1 + \sin\bar{\alpha}_2) + \gamma(\cos\bar{\alpha}_1 + \cos\bar{\alpha}_2)] \tag{6-2-14}$$

式中 G_1——转向轴的载荷；

a——滚动阻力的力臂，或主销偏移距。即由转向节主销轴线的延长线与支承平面的交点至车轮中心平面与支承平面的交线的距离。通常货车的 a 值为 40～60mm 轿车取 0.4～0.6 倍的胎面宽度；

f——车轮的滚动阻力系数，计算时可取 $f = 0.015$；

β——主销内倾角；

γ——主销后倾角；

$\bar{\alpha}_1$、$\bar{\alpha}_2$——内、外转向轮的平均转角；

φ——附着系数，计算时取 $\varphi = 0.85 \sim 0.9$；

x——滑动摩擦力矩 T_2 的力臂：

$$x = 0.5\sqrt{r^2 - r_j^2} \tag{6-2-15}$$

r，r_j——车轮的自由半径和静半径，计算时可近似地取 $r_j = 0.96r$。

在实际计算中常取转向传动机构的力传动比 i'_P 计算转向摇臂轴上的力矩 T

$$T = T_r/(i'_P \cdot \eta') \tag{6-2-16}$$

式中 η'——转向传动机构的效率，一般取 0.85～0.9。则转向时在转向盘上的切向力可由下式求得

$$F_h = T/(i_P \cdot r_h \cdot \eta_+) \tag{6-2-17}$$

式中 i_P——转向器的力传动比；

r_h——转向盘的半径，根据车型不同可在 180～275 mm 范围内按国家标准系列选取；

η_+——转向器的正效率。

由以上两式可见：当转向阻力矩 T_r 一定时，增大力传动比 i'_P，i_P 就能减小作用在转向盘上的切向力 F_h，使操纵轻便。

这里还应指出：当汽车在行驶过程中转向时，上述转向轮与地面间的滑动摩擦阻力矩 T_2 比汽车在原地转向时的要小许多倍，且与车速有关。

三、转向器角传动比的变化规律

转向器的角传动比 i_ω 是一个重要参数，它影响着汽车的许多转向性能。由于增大角传动比可以增大力传动比，因此转向器的角传动比不仅对转向灵敏性和稳定性有直接影响，而且也影响着汽车的操纵轻便性。由式(6－2－6)并考虑到 $i'_\omega \approx 1$，可以看出：转向轮的转角与转向器的角传动比 i_ω 成反比。i_ω 增大会使在同一转向盘转角下的转向轮转角变小，使转向操纵时间变长，汽车转向灵敏性降低。因此转向"轻便性"与"灵敏性"是产品设计中遇到的一对矛盾。采用可变角传动比的转向器可协调对"轻便性"和"灵敏性"的要求。而转向器角传动比的变化规律又因转向器的结构型式和参数的不同而异。图 6－2－1 给出了几种典型的转向器角传动比变化规律。由该图可见：转向器的角传动比 i_ω 随转向盘转角 φ 的变化特性有不变(曲线 3)和可变之分。后者又有多种变化规律。其中曲线 1 为转向盘在中间位置时，i_ω 较小，向左、右转动时则逐步增大；曲线 4 则与之相反。曲线 2 为蜗杆双销式转向器的角传动比特性曲线，是周期重复的。曲线 5 则为蜗杆单销式转向器的角传动比特性曲线，这时转向器蜗杆在中间位置的螺距较小，而至两端则逐渐增大。

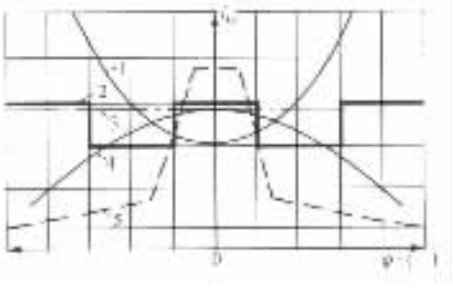


图 6－2－1　转向器角传动比 i_ω 的变化特性曲线

应根据车型和使用条件的不同来合理选择 i_ω 及其变化特性。对高速车辆来说，转向盘处于中间位置时的转向器角传动比 i_ω 不宜过小，否则会在高速直线行驶时对转向盘的转角过分敏感。转向盘处于中间位置即汽车直行时的转向器角传动比不宜小于 15～16。

对于轿车和轻型以下的货车，因前轴负荷不大，在转向盘的全转角范围内不存在转向沉重问题，而具有动力转向的车辆，其转向阻力矩由动力装置克服，故在上述两种情况下均有可能选择较小的角传动比和减少转向盘转动的总圈数，以提高汽车的转向灵敏性。其角传动比 i_ω 宜采用转向盘处于中间位置时具有较大值而在左、右两端具有较小值的变化特性，如图 6－2－1 的曲线 4 及 5 所示。

对于没有装动力转向的大客车和中型及以上的载货汽车，因转向轴负荷大，而转向传动机构的力传动比 i'_P 在转向过程中是变化的，使急转弯时的操纵轻便性问题显得十分突出，故转向器角传动比的理想特性应当是中间小两端大的曲线，如图 6－2－1 的曲线 1 所示。

现代汽车转向器的角传动比也常采用不变的数值：轿车取 $i_\omega = 14 \sim 22$；货车取 $i_\omega = 20 \sim 25$。汽车的转向车轴负荷较轻时，应选用较小值。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

第三节 转向器的传动间隙特性

转向器的传动间隙是指转向器传动副之间的间隙。该间隙 δ 随转向盘转角 φ 的改变而改变。通常将这种变化关系称为转向器的传动间隙特性。研究该传动间隙特性的意义在于它对汽车直线行驶时的稳定性和转向器的寿命都有直接影响。

当转向盘处于中间位置即汽车作直线行驶时，如果转向器有传动间隙则将使转向轮在该间隙范围内偏离直线行驶位置而失去稳定性。为防止这种情况发生，要求当转向盘处于中间位置时转向器的传动副为无隙啮合。这一要求应在汽车使用的全部时间内得到保证。汽车多直行行驶，因此转向器传动副在中间部位的磨损量大于其两端。为了保证转向器传动副磨损最大的中间部位能通过调整来消除因磨损而形成的间隙，调整后当转动转向盘时又不致于使转向器传动副在其他啮合部位卡住。为此应使传动间隙从中间部位到两端逐渐增大，并在端部达到其最大值（旷量转角约为 25° ~ 35°），如图 6－2－2 所示，以利于对间隙的调整及提高转向器的使用寿命。不同结构的转向器其传动间隙特性亦不同。

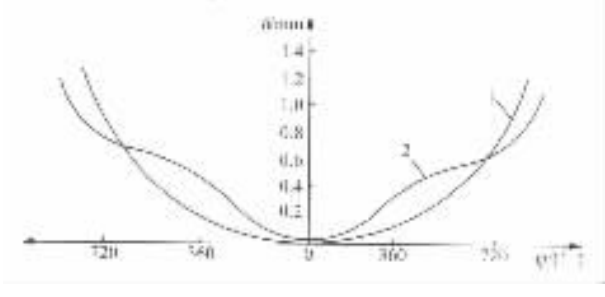


图 6－2－2 转向器的传动间隙特性

1－转向器的径向旷量；2－转向器的轴向旷量

第四节 转向系的刚度及转向盘的总转动圈数

一、转向系的刚度

转向系的各零、部件尤其是一些杆件均具有一定的弹性，这就使得转向轮的实际转角 α_s 要比司机转动转向盘并按转向系角传动比换算至转向轮的转角 α_0 要小，这样就会有不足转向的趋势。转向系刚度 C_s 对轮胎的侧偏刚度影响也很大。如果令 C_α 为不考虑转向系刚度时的轮胎侧偏刚度，而 C'_α 为考虑转向系刚度时的轮胎侧偏刚度（称为等价刚度），则有以下关系：

$$C'_\alpha = \frac{C_\alpha}{1 + \frac{C_\alpha}{C_s} \cdot b} \tag{6－2－18}$$

式中 C_s——整个转向系的刚度；

b——拖后距（后倾拖距与轮胎拖距之和），见图 6－2－3。

由上式可见：当 C_s 值很大时，$C'_\alpha \approx C_\alpha$，即前轮的侧偏刚度近似为 C_α；当 C_s 值很小时，前

轮的侧偏刚度为 C'_{α} 且 $C'_{\alpha} < C_{\alpha}$。后者表明 转向系刚度不足会使前轮的侧偏刚度减小，并导致汽车不足转向倾向的加剧。使汽车的转向灵敏性变差。

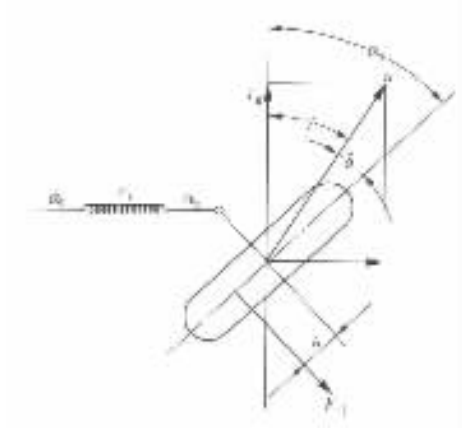


图 6－2－3　考虑转向刚度时的轮胎等价侧偏刚度

δ_1－前轮侧偏角；V_a－前轮速度；u－侧偏后的前轮速度；F_{y1}－前轮的侧向反作用力

二、转向盘的总转动圈数

转向盘从一个极端位置转到另一个极端位置时所转过的圈数称为转向盘的总转动圈数。它与转向轮的最大转角及转向系的角传动比有关，并影响转向的操纵轻便性和灵敏性。轿车转向盘的总转动圈数较少，一般约在 3.6 圈以内；货车一般不宜超过 6 圈。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

第三章 转向器的结构型式选择及其设计计算

第一节 循环球式转向器

循环球式转向器又有两种结构型式，即常见的循环球－齿条齿扇式（见图 6－3－1），和另一种即循环球－曲柄销式（见图 6－3－2）。它们各有两个传动副，前者为：螺杆、钢球和螺母传动副以及螺母上的齿条与摇臂轴上的齿扇传动副；后者为：螺杆、钢球和螺母传动副以及螺母上的销座与摇臂轴上的锥销或球销传动副。两种结构的调整间隙方法均是利用调整螺栓移动摇臂轴来进行调整。

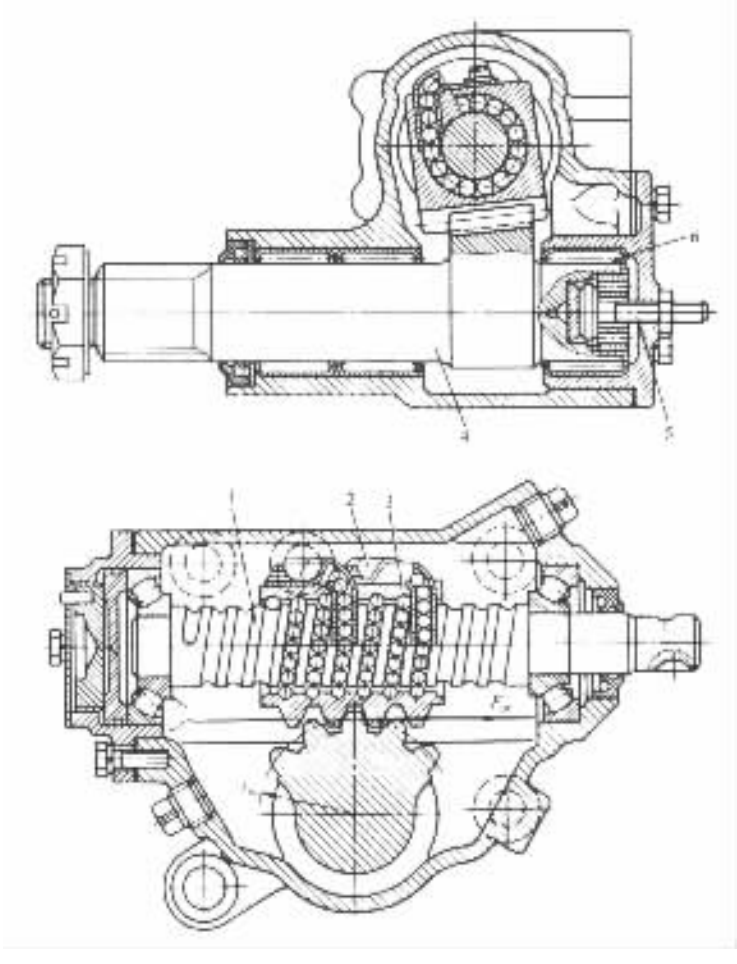


图 6－3－1 循环球式转向器（循环球－齿条齿扇式结构）

1－转向螺杆；2－钢球导管；3－转向螺母；

4－齿扇－转向摇臂轴；5－调整螺栓；6－轴承

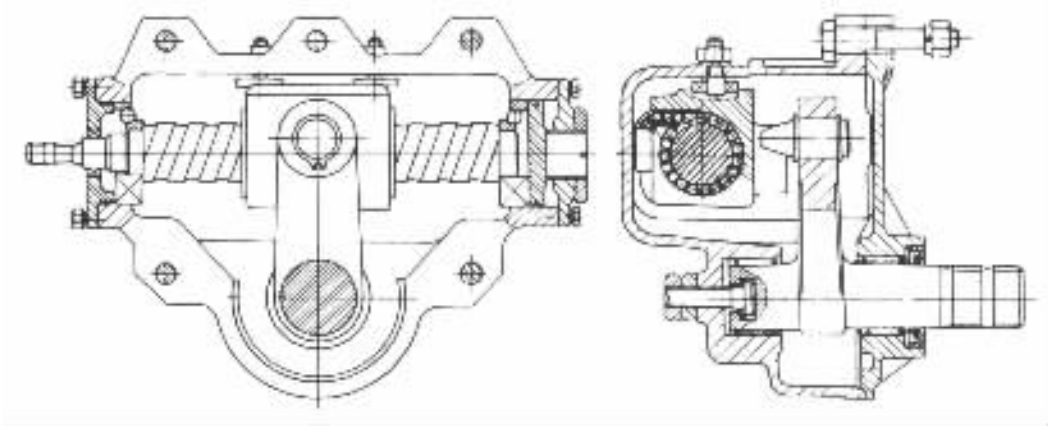


图 6－3－2　循环球式转向器(循环球－曲柄销式结构)

循环球式转向器的传动效率高、工作平稳、可靠,螺杆及螺母上的螺旋槽经渗碳、淬火及磨削加工,耐磨性好、寿命长。齿扇与齿条啮合间隙的调整方便易行,这种结构与液力式动力转向液压装置的匹配布置也极为方便。

一、循环球式转向器的角传动比 i_ω

由循环球式转向器的结构关系可知:当转向盘转动 φ 角时,转向螺母及其齿条的移动量应为

$$s = (\varphi/360)\,t \tag{6-3-1}$$

式中　t——螺杆或螺母的螺距。

这时,齿扇转过 β 角。设齿扇的啮合半径为 r_w,则 β 角所对应的啮合圆弧长应等于 s,即

$$(\beta/360)\,2\pi \cdot r_w = s \tag{6-3-2}$$

由以上两式可求得循环球式转向器的角传动比 i_ω 为

$$i_\omega = \frac{\varphi}{\beta} = \frac{2\pi r_w}{t} \tag{6-3-3}$$

式中　r_w——齿扇的啮合半径,见图 6－3－1;

t——螺杆或螺母上的钢球滚道的螺距。

二、螺杆－钢球－螺母传动副

螺杆－钢球－螺母传动副与通常的螺杆－螺母－传动副的区别在于前者是经过滚动的钢球将力由螺杆传至螺母,变滑动摩擦为滚动摩擦。螺杆和螺母上的相互对应的螺旋槽构成钢球的螺旋滚道。转向时转向盘经转向轴转动螺杆,使钢球沿螺母上的滚道循环地滚动。为了形成螺母上的循环轨道,在螺母上与其齿条相反的一侧表面(通常为上表面)需钻孔与螺母的螺旋滚道打通以形成一个环路滚道的两个导孔,并分别插入钢球导管的两端导管。钢球导管是由钢板冲压成具有半圆截面的滚道,然后对接成导管,并经氰化处理使之耐磨。插入螺母螺旋滚道两个导孔的钢球的两个导管的中心线应与螺母螺旋滚道的中心线相切。螺杆与螺母的螺旋滚道为单头(单螺旋线)的,且具有不变的螺距,通常螺距 t 约在 8～13mm 范围内可按式(6－3－3)初选,螺旋线导程角 α_0 约为 6°～11°。转向盘与转向器左置时转向螺杆为左旋,右

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

置时为右旋。钢球直径 d_b 约为 6～9mm。一般应参考同类型汽车的转向器选取钢球直径 d_b 并应使之符合国家标准。钢球直径尺寸差应不超过 $128\times10^{-5}d_b$。显然，大直径的钢球其承载能力亦大，但也使转向器的尺寸增大。钢球的数量 n 也影响承载能力，增多钢球使承载能力增大，但也使钢球的流动性变差，从而要降低传动效率。经验表明在每个环路中 n 以不大于 60 为好。

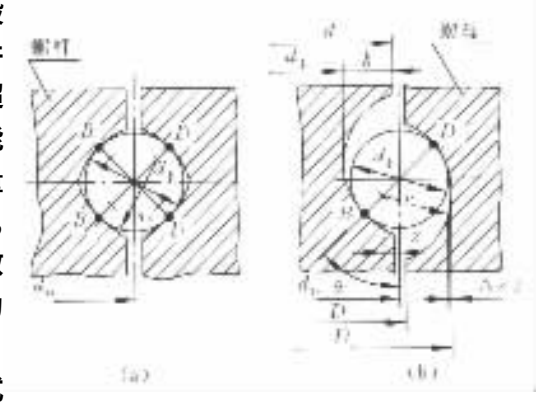


图 6－3－3 螺杆与螺母的螺旋滚道截面

（a）四点接触的滚道截面；（b）两点接触的滚道截面

B、D－钢球与滚道的接触点；d_0－钢球中心距；

r_c－滚道截面的圆弧半径

钢球数目（不包括钢球导管中的）可由下式确定：

$$n=\frac{\pi d_0 W}{d_b\cos\alpha_0}\approx\frac{\pi d_0 W}{d_b} \qquad (6-3-4)$$

式中 d_0——钢球中心距，见图 6－3－3；

W——一个环路中的钢球工作圈数，为了使载荷在各钢球间分布均匀，一般 $W=1.5\sim2.5$，当转向器的钢球工作圈数需大于 2.5 时，则应采用两个独立的环路；

d_b——钢球直径；

α_0——螺线导程角。

钢球中心距 d_0 是指钢球滚动时其中心所在的圆柱表面的横截面的圆的直径。它是一个基本尺寸参数，将影响循环球转向器的结构尺寸及强度。设计时可参考同类车进行初选，经强度验算后再进行修正。显然，在保证强度的前提下应尽量取小些。在已知螺线导程角 α_0 和螺距 t 的情况下，d_0 亦可由下式求得：

$$s_0=\frac{t}{\pi\tan\alpha_0} \qquad (6-3-5)$$

式中 t——螺杆与螺母滚道的螺距；

α_0——螺线导程角。

螺杆螺旋滚道的内径 d_1，外径 d，以及螺母的尺寸 D_1，D（见图 6－3－3），在确定钢球中心距 d_0 后即可由下式确定：

$$\left.\begin{aligned}d_1&=d_0-2(r_c-x)\\d&=d_1+2h\\D_1&=d_0+2(r_c-x)\\D&=D_1-2h\end{aligned}\right\} \qquad (6-3-6)$$

式中 d_0——钢球中心距；

r_c——螺杆与螺母的滚道截面的圆弧半径，见图 6－3－3；

x——滚道截面圆弧中心相对于钢球中心线的偏移距；

$$x=\left(r_c-\frac{d_b}{2}\right)\sin\theta \qquad (6-3-7)$$

d_b——钢球直径；

θ——钢球与滚道的接触角，通常取 $\theta=45°$；

h——滚道截面的深度，见图 6－3－3，可取

$$h = (0.30 \sim 0.35)\, d_b \tag{6-3-8}$$

D 应大于 d，一般也可取 $D = d + (0.05 \sim 0.10)\, d_0$。

滚道截面有四点接触式、两点接触式和椭圆滚道截面（见图 6－3－4）等。四点接触式滚道截面由四段圆弧组成，螺杆和螺母的滚道截面各为两段圆弧。四点接触式滚道截面可获得最小的轴向间隙，以避免轴向定位的不稳定，受载后基本上可消除轴向位移，但滚道与钢球间仍应有间隙以贮存磨屑、减小磨损。虽然其制造工艺较复杂，但仍得到广泛应用。两点接触式滚道截面由两段圆弧组成，其螺杆和螺母滚道均为单圆弧，形状简单。当螺杆受有轴向载荷时，螺杆与螺母间产生轴向相对位移使轴向定位不稳定，增加了转向盘的自由行程，这对装动力转向的转向系特别不利，因为它降低了分配阀的灵敏度，从而影响转向性能。椭圆滚道的螺杆部分为椭圆截面、螺母部分为圆弧截面（图 6－3－4）。钢球以三点（见图 6－3－4 中的 A，B，C）与滚道接触，被精确地定位于滚道中心，轴向定位精确，但加工较复杂。

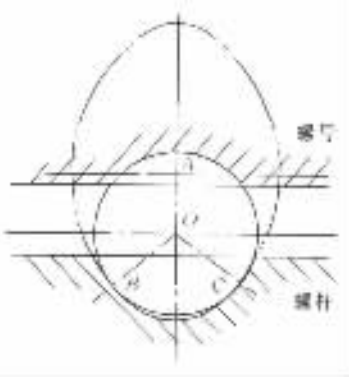


图 6－3－4　循环球转向器的椭圆滚道截面

螺杆滚道应倒角以避免尖角划伤钢球。

接触角 θ 是指钢球与螺杆滚道接触点的正压力方向与螺杆滚道法面轴线间的夹角。增大 θ 将使径向力增大而轴向力减小；反之则相反。通常 θ 多取 45°，以使径向力与轴向力的分配均匀。

螺距 t 和螺旋线导程角 α_0：前者影响转向器的角传动比；后者影响传动效率。选择时应满足角传动比的要求和保证有较高的正效率，而反行程时不发生自锁现象。

工作钢球的总圈数 $W_{\sum}$：决定于接触强度。总圈数增多钢球亦增多，则可降低接触应力、提高承载能力。一般有 2.5、3 和 5 圈的，当 $W_{\sum} > 2.5$ 时则应采用两个独立的环路。

螺杆和螺母一般采用 20Cr Mn Ti、22Cr Mn Mo、20Cr Ni 3A 钢制造，表面渗碳，渗碳层深度为 0.8～1.2mm，重型汽车和前轴负荷大的汽车的转向器，渗碳层深度可达 1.05～1.45mm。淬火后表面硬度为 $HRC58 \sim 64$。

螺杆－钢球－螺母传动副的高可靠性、长寿命、小的摩擦损失以及达到实际上的无隙配合（螺杆的轴向间隙不应大于 0.002～0.003mm），是通过对滚道的高精度加工，使滚道表面具有高光洁度，采用标准的高精度的钢球（可用二、三级精度的），并对螺杆、钢球及螺母的尺寸进行选配来达到的。

三、齿条、齿扇传动副

齿条、齿扇传动副如图 6－3－1 的 3、4 所示。齿扇通常有 5 个齿，它与摇臂轴为一体。齿扇的齿厚沿齿长方向是变化的，这样即可通过轴向移动摇臂轴来调节齿扇与齿条的啮合间隙。由于转向器经常处于中间位置工作，因此齿扇与齿条的中间齿磨损最厉害。为了消除中间齿磨损后产生的间隙而又不致在转弯时使两端齿卡住，则应增大两端齿啮合时的齿侧间隙。这种必要的齿侧间隙的改变可通过使齿扇各齿具有不同的齿厚来达到。即齿扇由中间齿向两端齿的齿厚是逐渐减小的。为此可在齿扇的切齿过程中使毛坯绕工艺中心 O_1 转动，如图 6－3－5 所示，O_1 相对于摇臂轴的中心 O 有距离为 n 的偏心。这样加工的齿扇在与齿条的啮合中

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

由中间齿转向两端的齿时，齿侧间隙 Δs 也逐渐加大，Δs 可表达为

$$\Delta s = 2\Delta r\tan\alpha = 2\tan\alpha\left[r_w - n\cos\beta \pm \sqrt{n^2\cos^2\beta + r_w^2 - n^2}\right] \tag{6-3-9}$$

式中 Δr——径向间隙；

α——啮合角；

r_w——齿扇的分度圆半径；

β——摇臂轴的转角。

当 α，r_w 确定后，根据上式可绘制如图 6-3-6 所示的线图，用于选择适当的 n 值，以便使齿条、齿扇传动副两端齿啮合时，齿侧间隙 Δs 能够适应消除中间齿最大磨损量所形成的间隙的需要。

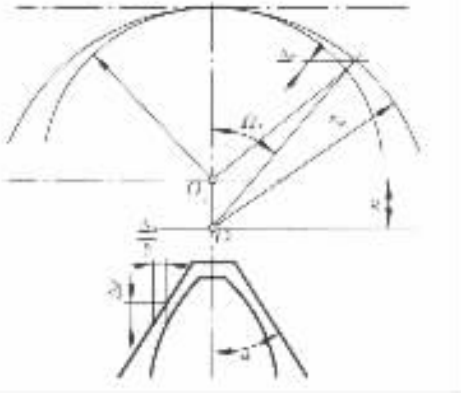


图 6-3-5 为获得变化的齿侧间隙齿扇的加工原理和计算简图

齿条、齿扇传动副各对啮合齿齿侧间隙 Δs 的改变也可以用改变齿条各齿槽宽而不改变齿扇各轮齿齿厚的办法来实现。一般是将齿条（一般有 4 个齿）两侧的齿槽宽制成比中间齿槽大 0.20～0.30mm 即可。

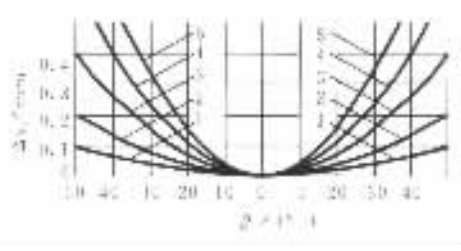


图 6-3-6 用于选择偏心 n 的线图

1～5－相应于 n = 0.25，0.5，1.0，1.5，2.0mm

齿扇的齿厚沿齿宽方向变化，故称为变厚齿扇。其齿形外观与普通的直齿圆锥齿轮相似。用滚刀加工变厚齿扇的切齿进给运动如图 6-3-7 所示。滚刀相对工件作垂向进给的同时，还以一定的比例作径向进给，两者合成为斜向进给。这样即可得到变厚齿扇。变厚齿扇的齿顶及齿根的轮廓面为圆锥面，其分度圆上的齿厚是成比例变化的，形成变厚齿扇，如图 6-3-8 所示。在该图中若 0—0 截面原始齿形的变位系数 $\xi = 0$，则位于其两侧的截面 Ⅰ—Ⅰ 和 Ⅱ—Ⅱ 分别具有 $\xi > 0$ 和 $\xi < 0$，即截面 Ⅰ—Ⅰ 的齿轮为正变位齿轮，而截面 Ⅱ—Ⅱ 的齿轮为负变位齿轮。即变厚齿扇在其整个齿宽方向上是由无穷多的原始齿形变位系数逐渐变化的圆柱齿轮所形成。因为在与 0—0 平行的不同截面中，其模数 m 不变、齿数亦同，故其分度圆及基圆亦不变，即为分度圆柱和基圆柱。其不同截面位置上的渐开线齿形，均为在同一基圆柱上展开的渐开线，仅仅是其轮齿的渐开线齿形离基圆的位置不同而已，故应将其归入圆柱齿轮范畴，而不应归于直齿圆锥齿轮范围，虽然它们从外观上更相似，因为直齿圆锥齿轮轮齿的渐开线齿形的形成基准是基锥。

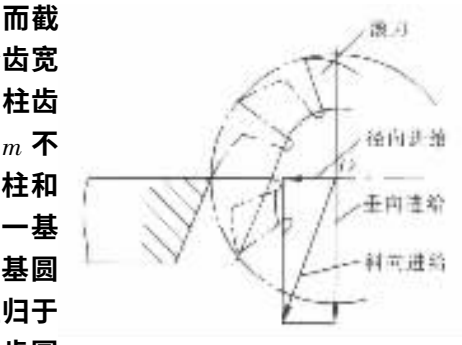


图 6-3-7 用滚刀加工变厚齿扇的进给运动

变厚齿扇齿形参数的计算

通常取齿扇宽度的中间位置作基准截面，如图 6-3-9 所示的截面 $A—A$。由该截面至大端（截面 $B—B$）时，各截面处的变位系数 ξ 均取正，向小端（截面 $C—C$）时，变位系数 ξ 由正变为零（截面 $O—O$）再变为负值。设截面 $O—O$ 至截面 $A—A$ 的距离为 a_0，则

$$a_0 = \xi_A m/\tan\nu \tag{6-3-10}$$

式中　ξ_A——在截面 $A-A$ 处的原始齿形变位系数；

m——模数；

ν——切削角(见图 6－3－9)。

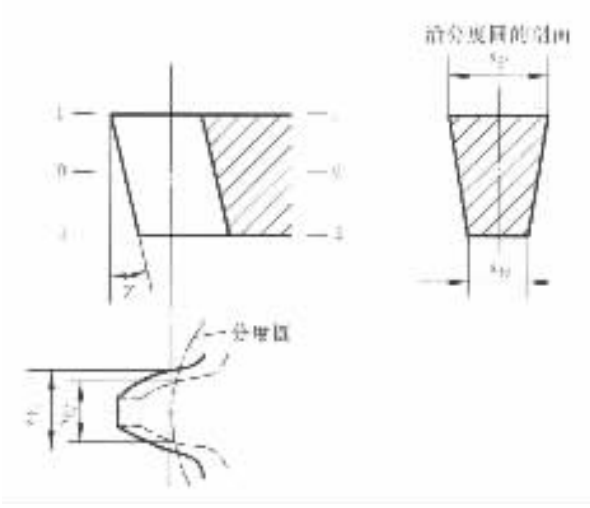


图 6－3－8　变厚齿扇的截面

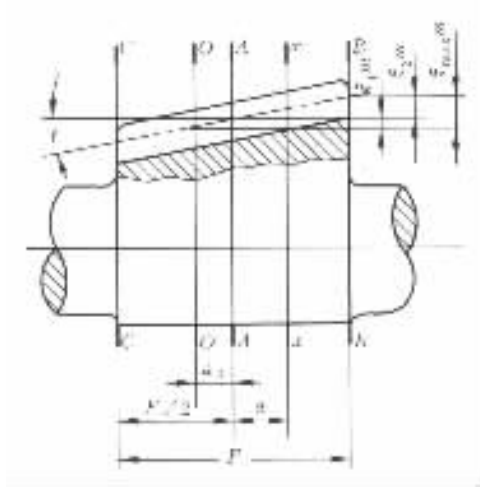


图 6－3－9　变厚齿扇的齿形计算用图

由式(6－3－10)可知：当齿扇的模数 m 及切削角 ν 选定后，各截面处的变位系数 ξ 取决于该截面与基准截面间的距离 a(见图 6－3－9)。

变厚齿扇基准截面(截面 $A-A$)处的齿形计算可按表 6－3－2 进行，计算前应将先选定的参数也列在该表中。其中齿扇模数 m 是根据前桥负荷及汽车的装载质量的不同参考表 6－3－1 选取；法向压力角 α_0 一般为 20°～30°；切削角 ν 常见的有 6°30′ 和 7°30′ 两种；齿顶高系数 χ_1 一般取 0.8 或 1.0；整圆齿数 z 一般在 12～18 范围内选取；齿扇宽度 F 一般在 22～28mm 范围内选取。

表 6－3－1　各类汽车循环球转向器的齿扇模数

齿扇模数 m/mm		3.0	3.5	4.0	4.5	5.0	6.0	6.5
轿车	排量/mL	550	1000～1800	1600～2000	2000	2000		
	前桥负荷/kN	3.5～3.8	4.7～7.35	7.0～9.0	8.3～11.0	1.0～11		
大客车和货车	前桥负荷/kN	3.0～5.0	4.5～7.5	5.5～18.5	7.0～19.5	9.0～24	17～37	23～44
	最大装载质量/kg	350	1000	2500	2700	4000	6000	8000

最大变位系数截面即截面 $B-B$(见图 6－3－9)，应对该截面的齿形作齿顶变尖的核算，如表 6－3－3 所示。

表 6－3－4 给出了循环球式转向器的一些参数，供设计时参考。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

表 6－3－2 变厚齿扇基准截面（$A—A$）处的齿形参数选择与计算 mm

参数名称	参数的选择与计算	参数名称	参数的选择与计算
整圆齿数 z	通常在 12～18 范围内选取	齿顶高 h_1	$h_1=\chi_1 m$
模数 m	m 根据前桥负荷和汽车装载质量参考表 6－3－1 选取	齿根高 h_2	$h_2=\chi_2 m$
法向压力角 α_0	20°～30°	齿全高 h	$h=h_1+h_2=(\chi_1+\chi_2)m$
切削角 ν	常见的有 6°30′ 和 7°30′	径向间隙 c	$c=h_2-h_1=(\chi_2-\chi_1)m$
齿扇宽度 F	通常取 22～38	齿顶圆直径 D	$D=(z+2\chi_1+2\xi_A)m$
齿顶高系数 χ_1	1.0 或 0.8	分度圆弧齿厚 s	$s=\left(\frac{\pi}{2}+2\xi_A\tan\alpha_0\right)m$
齿根高系数 χ_2	χ_2	齿顶圆压力角 α_1	$\alpha_1=\arccos\left(\frac{d}{D}\cos\alpha_0\right)$
变位系数 ξ_A	ξ_A	齿顶圆弧齿厚 s_1	$s_1=D\left[\frac{s}{d}-(\mathrm{inv}\alpha_1-\mathrm{inv}\alpha_0)\right]$
分度圆直径 d	$d=mz$		

说明：基准截面见图 6－3－9 的截面 $A—A$，为齿扇宽度的中间位置处的截面。

表 6－3－3 最大变位系数截面（截面 $B—B$）齿顶变尖核算 mm

参数名称	参数的选择与计算	参数名称	参数的选择与计算
该截面相对于标准截面的变位系数 ξ_B	ξ_B	截面 $B—B$ 处的齿顶圆压力角 α_B	$\alpha_B=\arccos\left(\frac{d}{D_B}\cos\alpha_0\right)$
最大变位系数 ξ_{max}	$\xi_{max}=\xi_A+\xi_B$ $=\xi_A+\frac{F}{2m}\tan\gamma$	截面 $B—B$ 处的分度圆弧齿厚 s_B	$s_B=\left(\frac{\pi}{2}+2\xi_{max}\tan\alpha_0\right)m$
截面 $B—B$ 处的齿顶圆直径 D_B	$D_B=(z+2\chi_1+2\xi_{max})m$	截面 $B—B$ 处的齿顶圆弧齿厚 s_{B1}	$s_{B1}=D_B\left[\frac{s_B}{d}-(\mathrm{inv}\alpha_B-\mathrm{inv}\alpha_0)\right]$

说明：一般容许的齿顶圆弧齿厚的最小值为：

$(0.25\sim0.30)m$ 当 $m=3\sim4$ 时

$(0.20\sim0.25)m$ 当 $m=4\sim6$ 时

$(0.10\sim0.20)m$ 当 $m=7\sim8$ 时

表 6－3－4 循环球式转向器的一些结构参数 mm

模数 m	螺杆外径	螺纹升程	螺母长度	钢球直径	齿扇压力角	齿扇切削角	摇臂轴外径
3.0	20	$7.938\left(\frac{5''}{16}\right)$	40	$5.556\left(\frac{7''}{32}\right)$	22°30′	6°30′ 7°30′	22
3.5	23	$8.731\left(\frac{11''}{32}\right)$	45	$5.556\left(\frac{7''}{32}\right)$	22°30′	6°30′ 7°30′	26

（续）

模数 m	螺杆外径	螺纹升程	螺母长度	钢球直径	齿扇压力角	齿扇切削角	摇臂轴外径
4.0	25	$9.525\left(\frac{3''}{8}\right)$	48	$6.350\left(\frac{1''}{4}\right)$	22°30′	6°30′ 7°30′	29
5.0	29	$10.319\left(\frac{13''}{32}\right)$	62	$7.114\left(\frac{9''}{32}\right)$	27°	6°30′ 7°30′	35
6.0	34	$10.319\left(\frac{13''}{32}\right)$	72	$7.114\left(\frac{9''}{32}\right)$	27°	6°30′ 7°30′	38
6.5	38	$10.319\left(\frac{13''}{32}\right)$	82	$7.114\left(\frac{9''}{32}\right)$	27°	6°30′ 7°30′	42

四、循环球式转向器零件的强度计算

为了进行强度计算，首先要确定其计算载荷。式（6－2－11）曾给出了汽车在干而粗糙的硬路面上作原地转向时转向轮的转向阻力矩，利用它可求得转向摇臂上的力矩和在转向盘上的切向力（见式（6－2－17））。它们均可作为转向系的最大计算载荷。但对前轴负荷大的重型载货汽车，用式（6－2－16）或式（6－2－17）计算出来的力，往往会超过司机在体力上的可能。这时在计算转向器和动力转向的动力缸以前的零件时，可取司机作用在转向盘轮缘上的最大瞬时力，此力可取为 700N。

确定计算载荷后，即可计算转向系零件的强度。

1. 钢球与滚道间的接触应力 α_j

$$\alpha_j = K\sqrt[3]{NE^2\left(\frac{2}{d_b}-\frac{1}{r_c}\right)^2} \leqslant [\alpha_j] \tag{6-3-11}$$

式中　K——系数，根据 A/B 查表 6－3－5 求得，其中 A/B 用下式计算：

$$A/B = d(2r_c - d_b)/2r_c(d + d_b) \tag{6-3-12}$$

d——螺杆外径，见图 6－3－3；

r_c——螺杆与螺母滚道截面的圆弧半径，见图 6－3－3；

d_b——钢球直径；

E——材料弹性模量，2.1×10^5MPa；

N——每个钢球与螺杆滚道之间的正压力（见图 6－3－10）；

$$N = \frac{F_h R}{nl\cdot\sin\alpha_0\cos\theta} \tag{6-3-13}$$

F_h——转向盘圆周力；

R——转向盘轮缘半径；

α_0——螺杆螺线导程角；

θ——钢球与滚道间的接触角；

n——参与工作的钢球数；

l——钢球接触点至螺杆中心线之距离（见图 6－3－10）。

此为试读，需要完整PDF请访问：www.ertongbook.com 免费下载

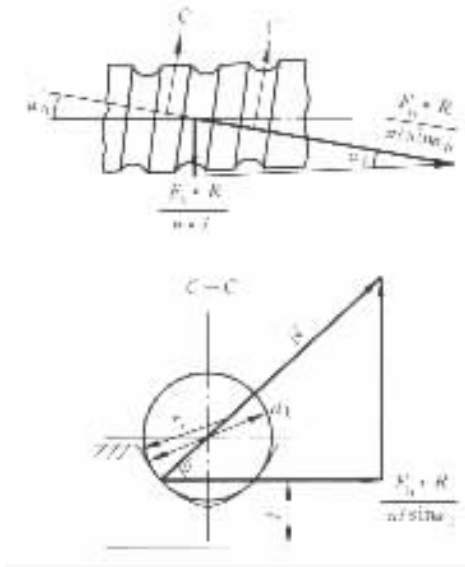


图 6－3－10 钢球与滚道间的正压力 N 及螺杆的圆周力 $F_h R/l$

表 6－3－5 系数 K 与 A/B 的关系 mm

A/B	1.00	0.90	0.80	0.70	0.60	0.50	0.40	0.30	0.20	0.15	0.10	0.05	0.02	0.01	0.007
K	0.388	0.40	0.41	0.44	0.468	0.490	0.536	0.600	0.716	0.800	0.970	1.280	1.800	2.271	3.202

当钢球与滚道的接触表面的硬度为 HRC58～64 时，许用接触应力 $[\sigma_j]$ 可取为 3000～3500MPa。

为了满足式(6－3－11)所表达的接触强度的要求，钢球的工作总圈数应达到

$$W_{\sum} = \frac{n_{b\sum}}{n_b} \tag{6-3-14}$$

式中 n_b——一圈滚道中的钢球数；

$$n_b = \frac{t}{d_b \sin\alpha_0} = \frac{\pi d_0}{d_b \cos\alpha_0} \tag{6-3-15}$$

t——螺距；

d_0——钢球中心距(见图 6－3－3)；

α_0——螺线导程角；

d_b——钢球直径；

$n_{b\sum}$——需要的工作钢球总数；

$$n_{b\sum} = F_{oc}/(\lambda N \cos\alpha_0 \cos\theta) \tag{6-3-16}$$

F_{oc}——作用在齿条与齿扇的齿上的力，见图 6－3－1；

$$F_{oc} = \frac{T}{r_w} \tag{6-3-17}$$

T——转向摇臂轴上的力矩；

r_w——齿扇的啮合半径；

λ——考虑轴向力在各钢球间不均匀分配的系数，$\lambda = 0.8 \sim 0.9$；

N——钢球与螺杆滚道之间的正压力；

θ——钢球与滚道间的接触角。

当由式(6－3－14)算得的钢球工作总圈数 $W_{\sum} > 2.5$ 时，则应采用圈数及钢球数相同的两个独立的环路，以使载荷能较均匀地分布于各钢球并保持较高的传动效率。但钢球总数(包括在钢球导管中的)不应超过 60 个。否则应加大钢球直径并重新计算。

径向间隙 Δ 不应大于 0.02～0.03mm。亦可用下式计算：

$$\Delta = D_1 - (2d_b + d_1) \tag{6-3-18}$$

轴向间隙可用下式计算：

$$C_0 = \sqrt{(2r_c - d_b)\Delta} \tag{6-3-19}$$

(2)螺杆在弯扭联合作用下的强度计算

螺杆处于复杂的应力状态，在其危险断面上作用着弯矩和转矩，其弯矩 M 及转矩 T 分别为

$$M = F_{oc} \cdot e + (F_{oc} l \tan\alpha)/4 \tag{6-3-20}$$

$$T = F_{oc}(d_0/2)\tan(\alpha_0 + \rho'_k) = F_{oc}(d_0/2)\tan[\alpha_0 + \arctan f(d_b \sin\theta)] \tag{6-3-21}$$

式中　F_{oc}——由式(6－3－17)决定的力，见图 6－3－3；

e——齿条、齿扇啮合节点至螺杆中心的距离；

l——螺杆两支承轴承间的距离；

α——啮合角；

d_0——钢球中心距；

α_0——螺线导程角；

ρ'_k——换算摩擦角；

f——滚动摩擦系数，$f = 0.008 \sim 0.010$；

θ——钢球与滚道的接触角。

这时，螺杆的当量应力为

$$\sigma = \sqrt{[(M/W_B) + (F_{oc}/A)]^2 + 4(T/W_T)^2} \leqslant [\sigma] \tag{6-3-22}$$

式中　A，W_B，W_T——螺杆按其内径 d_1 计算的横断面积、弯曲截面系数和扭转截面系数。

$[\sigma]$——许用应力，$[\sigma] \leqslant \sigma_s/3$；

σ_s——螺杆材料的屈服极限。

(3)转向摇臂轴直径的确定

转向摇臂轴的直径可根据转向阻力矩 T_r 及材料的扭转强度极限 τ_0 由下式确定：

$$d = \sqrt[3]{\frac{kT_r}{\frac{\pi}{16}\tau_0}} \tag{6-3-23}$$

式中　k——安全系数，根据使用条件可取 2.5～3.5；

T_r——转向阻力矩，见式(6－2－11)；

τ_0——扭转强度极限。

转向摇臂轴一般采用 20Cr Mn Ti、22Cr Mn Mo 或 20Cr Ni 3A 钢制造，表面渗碳，渗碳层深为 0.8～1.2mm，重型汽车和前轴负荷大的汽车，则为 1.05～1.45mm。淬火后表面硬度为 HRC58

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

~ 63。

转向器壳体采用球墨铸铁 QT400—18 或可锻铸铁 KTH350—10，KTH370—12 制造。

第二节 齿轮齿条式转向器

齿轮齿条式转向器的传动副为齿轮与齿条，其结构简单、布置方便，制造容易，但转向传动比较小，(一般不大于 15)，且齿条沿其长度方向磨损不均匀，故仅广泛用于微型汽车和轿车上。图 6－3－11 为其在转向桥上的布置简图，通常均布置在前轮轴线之后。转向传动副的主动件是一斜齿圆柱小齿轮，它和装在外壳中的从动件——齿条相啮合，外壳固定在车身或车架上。齿条利用两个球接头直接和两根分开的左、右横拉杆相联。横拉杆再经球接头与梯形臂相接。图 6－3－12 是相应的一种结构图。图 6－3－12 的齿轮齿条式转向器与转向横拉杆之间则是采用了另一种布置方法。如图 6－3－12 及图 6－3－13 所示，齿轮齿条式转向器是依靠齿条背部靠近主动小齿轮处装置的可调节压力的弹簧来消除齿轮齿条传动副的齿间间隙的。为了转向轻便，主动小齿轮的直径应尽量小。通常，这类转向器的齿轮模数多在 2 ~ 3mm 范围内，压力角为 20°，主动小齿轮有 5 ~ 8 个齿，螺旋角为 9° ~ 15°。根据小齿轮螺旋角和齿条倾斜角的大小和方向的不同，可以构成不同的传动方案。当左旋小齿轮与右倾齿条相啮合且齿轮螺旋角 β_1 与齿条倾斜角 β_2 相等

图 6－3－11 齿轮齿条式转向器在转向桥上的布置简图

1－齿轮；2－齿条；3－齿条与横拉杆联接的球接头；4－转向梯形臂

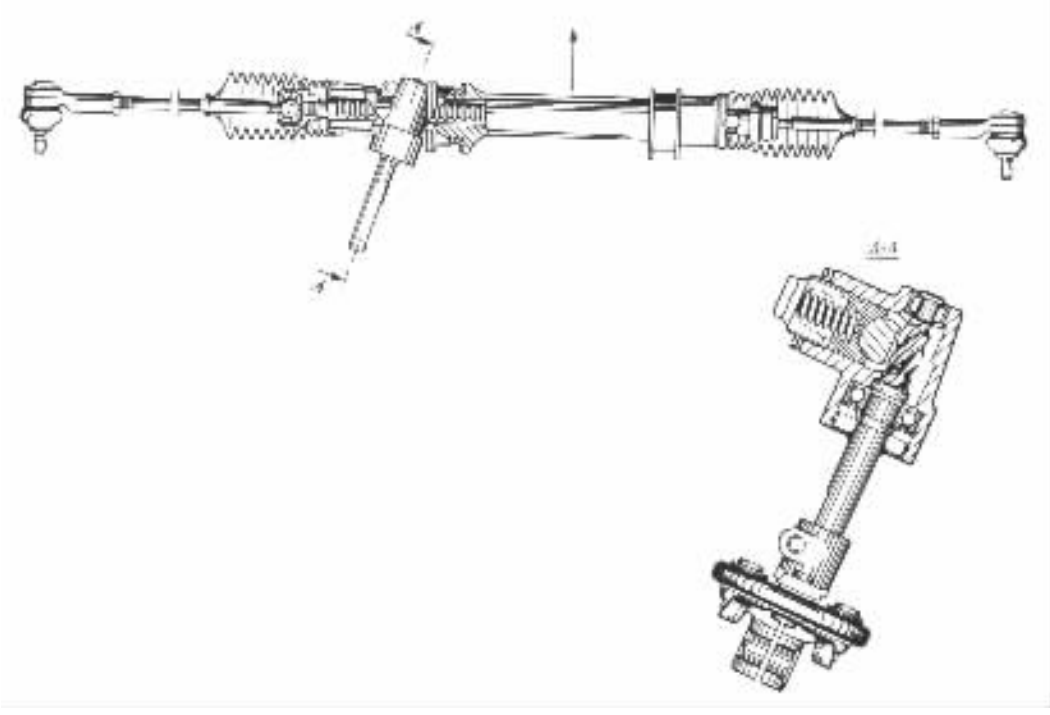


图 6－3－12 在齿条两侧布置转向横拉杆的齿轮齿条式转向器结构图

时，则轴交角 $\theta = 0°$，如图 6－3－14(a)所示；若 $\beta_1 > \beta_2$，则 $\theta = \beta_1 - \beta_2$，如图 6－3－14(b)所示；若 $\beta_1 < \beta_2$，则 $\theta = \beta_1 - \beta_2$ 为负值，表示在齿条轴线的另一侧，如图 6－3－14(c)所示；当左旋小齿轮与左倾齿条或右旋小齿轮与右倾齿条相啮合时，则不管这些角度的大小如何，其轴交角均为 $\theta = \beta_1 + \beta_2$，如图 6－3－14($d$)所示。应根据整车布置的需要并考虑转向系的传动比及效率等来选择这些角度的大小和方向。

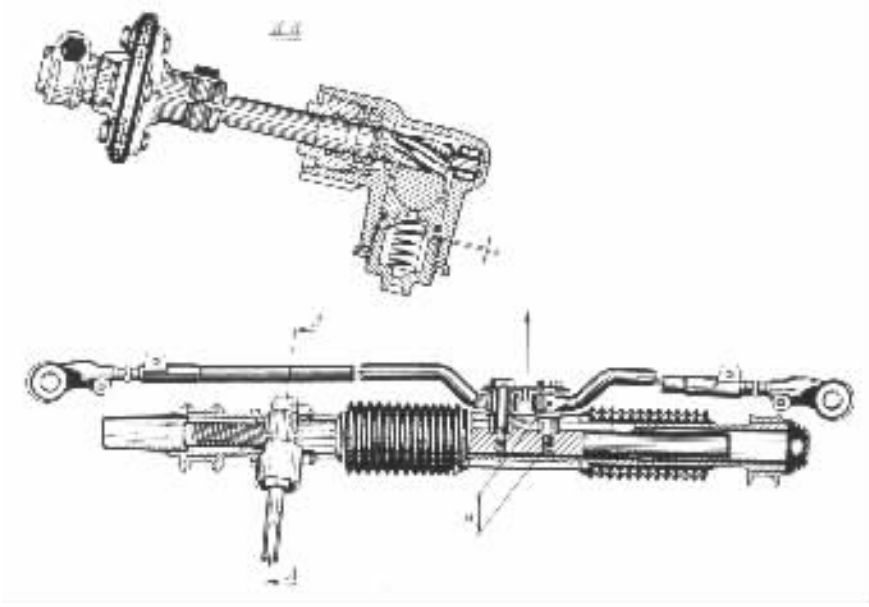


图 6－3－13　齿轮齿条式转向器与横拉杆之间的另一种布置方法

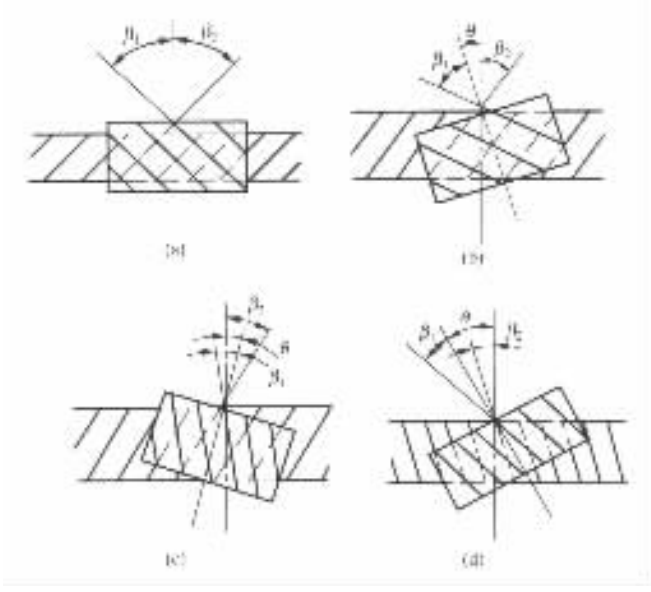


图 6－3－14　齿轮齿条式转向器传动副的布置方案

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

齿轮齿条式转向系的角传动比

$$i_{o\omega}=\frac{L}{r\cos\theta} \tag{6-3-24}$$

式中 L——梯形臂长度，mm；

r——主动小齿轮的节圆半径，mm；

θ——齿轮与齿条的轴交角，见图 6-3-14，θ 多在 0°~30°范围内选择。

齿轮齿条式转向器的正效率 η_+ 可达 70%~80%。

齿轮齿条式转向器的主动小齿轮可采用低碳合金钢如 20MnCr 5、20MnCr4 或 15CrNi6（德国标准 DIN 17210）制造并经渗碳淬火；齿条可采用中碳钢或中碳合金钢如 45 号钢或 41Cr4 钢（德国标准 DIN 17200）制造并经高频淬火，表面硬度均应在 HRC 56 以上。壳体常用铝合金压铸。

第三节 球面蜗杆滚轮式转向器

这种转向器的传动副是球面蜗杆及滚轮。滚轮用滚动轴承支承在摇臂轴上，又有双齿滚轮和三齿滚轮之分（见图 6-3-15）。球面蜗杆上的螺旋齿是在凹圆弧线绕一轴线旋转而成的表面上切削而成的（见图 6-3-16），因此又称为圆弧面蜗杆，其承载能力比通常齿顶在同一圆柱表面上的圆柱蜗杆大 1.5~2 倍。这可由球面蜗杆同时有更多的齿进入啮合和啮合时接触较好来解释。球面蜗杆也可使摇臂轴有更大的转角。采用双齿滚轮时摇臂轴转角可达 80°左右，采用三齿滚轮时可达 100°。由于其传动副以滚动摩擦代替了滑动摩擦，使摩擦损失减小，传动效率 η_+ 可达 0.77~0.82，而逆效率 η_- 则较低，约为 0.6。其磨损小，工作可靠，使

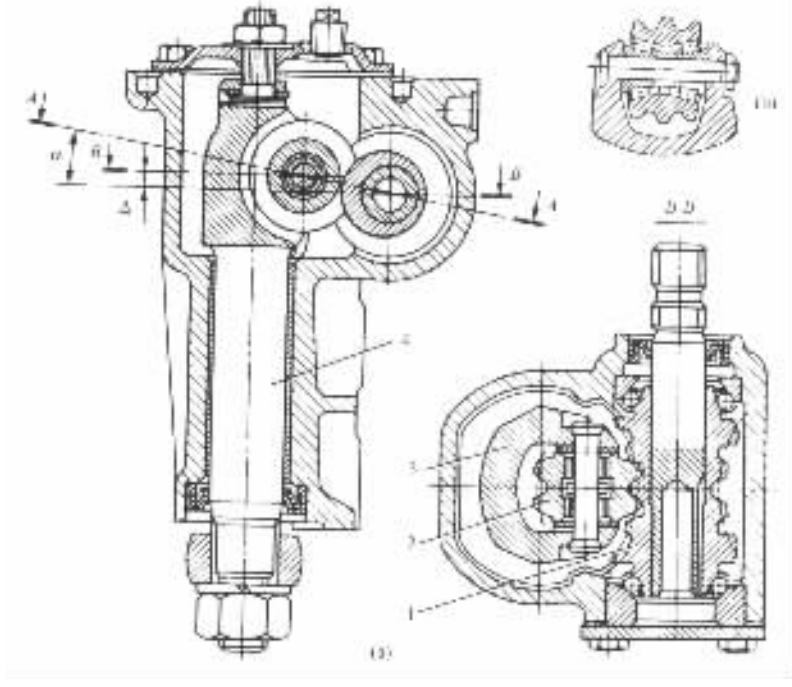


图 6-3-15 球面蜗杆滚轮式转向器

1－蜗杆；2－滚轮；3－摇臂轴的曲柄；4－转向摇臂轴

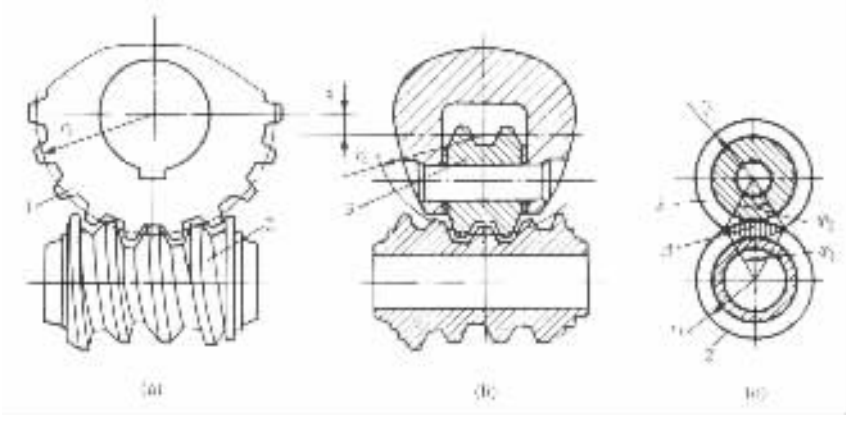


图 6－3－16　球面蜗杆滚轮式转向器的传动副

（a）蜗杆的加工；（b）滚轮与蜗杆的相对位置；（c）滚轮的一个齿与蜗杆工作表面的接触

用寿命长。

可利用轴向移动摇臂轴以改变滚轮与蜗杆中心距的方法来调整传动间隙。为此，如图 6－3－15 所示，摇臂轴不位于通过传动副中心连线的剖面 $A—A$ 的垂直方向而偏转了一个角度 α。因此滚轮轴相对于蜗杆轴就偏移了一距离 $\Delta = 5 \sim 7\text{mm}$。这样，当轴向移动摇臂轴时，传动副的中心距便要改变，从而间隙也可得到调整。而摇臂轴的轴向调整，则可通过位于其端部的调整螺栓和壳体与端盖间的调整垫片来实现。

蜗杆用专门的刀具加工，如图 6－3－16（a）所示，该刀具犹如轮齿带有切削刀刃的齿轮，各轮齿切削刀刃所在的平面通过蜗杆轴线。蜗杆毛坯每转一圈刀具绕自身的中心转一个相应的角度并沿与蜗杆轴的垂直方向作径向进刀。

滚轮 3（图 6－3－16）的工作表面为锥面。

1. 球面蜗杆滚轮式转向器的角传动比 i_ω 的计算

当传动副处于中间啮合位置时，角传动比为

$$i_\omega = \frac{2\pi r_c}{t} = \frac{r_c}{r_o \tan\gamma_o} \tag{6-3-25}$$

式中　r_c——滚轮与蜗杆的啮合半径，即滚轮的摆动半径，见图 6－3－16（b）及图 6－3－17；

t——螺杆的螺距；

r_o——蜗杆中部的啮合半径，见图 6－3－17；

γ_o——蜗杆中部的螺旋线导程角。

由于球面蜗杆的螺距是不变的且等于滚轮的齿距，而其直径则沿长度改变，故其螺线导程角 γ 沿其长度也在改变，且自蜗杆的中部至两端逐渐减小，中部的啮合半径 γ_o 最小而导程角 γ_o 最大。在这种情况下球面蜗杆滚轮式转向器的传动副不可能在全部转角范围内都作无隙啮合，而只可保证当转向盘处于中间位置时为无隙啮合。为此，可使滚轮的摆动半径 r_c 小于蜗杆切削刀具的节圆半径 r_t，通常可取 $n = r_t - r_c = 2.5 \sim 5.0\text{mm}$。设置偏移距 n 的目的也是为了当传动副中间位置磨损并调至无隙啮合后避免在蜗杆两端啮合时被卡住。

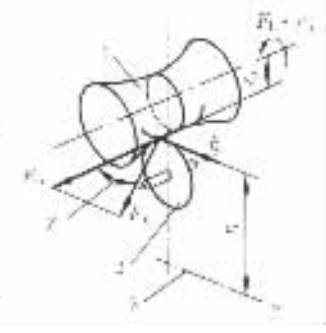


图 6－3－17　蜗杆滚轮式转向器的受力分析

1－蜗杆；2－旋转的滚轮；3－摇臂轴中心

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

2. 球面蜗杆滚轮式转向器的强度计算

球面蜗杆与滚轮具有足够的刚度和弯曲强度，因此主要应关心其耐磨性和接触强度，限制其接触表面的挤压应力 σ_c 并按下式进行计算：

$$\sigma_c = \frac{F_{oc}}{A} \leqslant 300 \sim 500 \quad \text{MPa} \tag{6-3-26}$$

式中 F_{oc}——沿蜗杆轴向的作用力；

A——蜗杆与滚轮一个齿的接触面积。

由图 6-3-16 及图 6-3-17 知：

$$F_{oc} = \frac{F_\tau}{\tan\gamma_0} = \frac{F_h r_h}{r_0 \tan\gamma_0} \tag{6-3-27}$$

$$A = 0.5[(\varphi_1 - \sin\varphi_1) r_1^2 + (\varphi_2 - \sin\varphi_2) r_2^2] \tag{6-3-28}$$

式中 F_h——转向盘上的切向力；

r_h——转向盘的半径；

$\varphi_1, \varphi_2, r_1, r_2$——见图 6-3-16。

蜗杆为单头且用 35Cr 或 30Cr Ni 钢制造，氰化处理；滚轮由 12Cr Ni3A 或 15CrMo 或 20CrMnTi 钢制造并经渗碳淬火、低温回火处理；壳体则采用 KTH350—10 或 QT400—18。

第四节 蜗杆指销式转向器

这种转向器的传动副为圆柱蜗杆及指销。螺杆的导程角多为 8°～13°，指销头部的工作锥角约为 29°～30°。如图(6-3-18)所示，指销经滚动轴承支承在摇臂轴的曲柄上，并有单销和双销两种结构型式。这种支承在轴承上能旋转的指销又称为活销，活销式的结构磨损小、寿命长，效率达 68%～75%。单销型的摇臂轴转角为 80°左右。双销型由于一个指销脱离啮合时另一指销仍可工作，故摇臂轴转角可达 110°左右。双销型在汽车直行或偏转不大时两个指销同时工作，可降低指销上的负荷，减少磨损。但当转向盘的转角较大时一个指销脱离啮合，这时另一个指销要承受全部作用力，设计时应校核其在最大作用力下的强度。双销型的结构较单销复杂，尺寸及质量也较大，且对两指销间的位置精度、蜗杆上螺纹槽的形状及尺寸精度要求

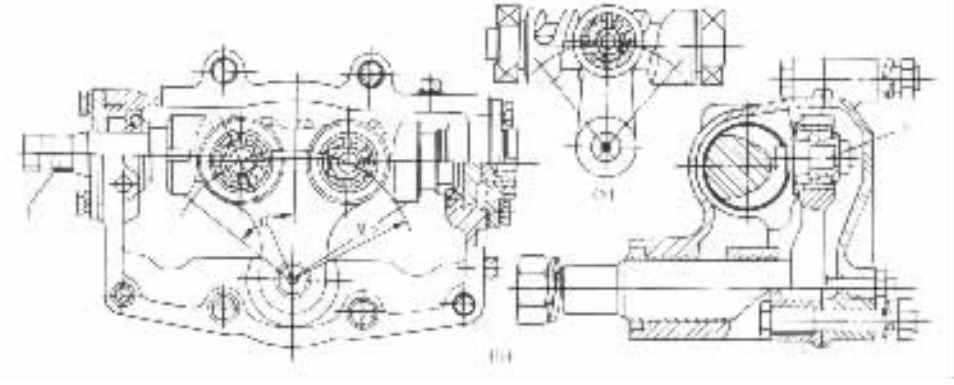


图 6-3-18 蜗杆指销式转向器

a)单销性；(b)双销型

1-蜗杆；2-指销

较高，角传动比的变化特性及传动间隙特性的变化也受到限制，因此应用上多为齿轮齿条式和循环球式转向器所取代。

蜗杆指销式转向器的角传动比为

$$i_\omega = \frac{R_b}{r}\cos\beta(\cot\alpha \pm \tan\beta) \tag{6-3-29}$$

式中　R_b——曲柄半径，见图 6－3－18；

r——指销与蜗杆的啮合半径；

β——摇臂轴相对于中间位置的最大转角，见图 6－3－18；

α——蜗杆螺线导程角。

上式中的“＋”号，相应于汽车的转弯方向与蜗杆螺纹的旋向一致时；“－”则指两者相反。

蜗杆指销式转向器是通过旋入装在其侧盖上的调节螺栓来消除蜗杆与指销间的间隙的。

蜗杆采用氰化钢 35Cr 或 30CrNi，指销采用渗碳钢 20CrMnTi 或 15CrMo，壳体采用 QT400—10 或 KTH350—10 制造。

第五节　变传动比转向器

前已述及 采用可变传动比的转向器可协调对转向“轻便性”和“灵敏性”的要求。前述循环球式、齿轮齿条式、球面蜗杆滚轮式和蜗杆指销式转向器均可设计为变传动比转向器。

一、循环球式变传动比转向器的设计原理

常见的循环球一齿条齿扇式转向器的角传动比如式(6－3－3)所示，为

$$i_\omega = \frac{2\pi r_w}{t}$$

即其角传动比 i_ω 与齿扇的啮合半径 r_w 成正比，与螺杆或螺母的螺距 t 成反比。而螺距 t 因结构原因不可以变化，故只有使齿扇啮合半径 r_w 成为可变的才能得到可变的角传动比 i_ω。即应使转向摇臂轴离开中间位置以后，能随其转角的变化而使齿扇与齿条啮合的工作半径也发生相应的改变，以得到可变的角传动比。而这种啮合半径能随摇臂轴转角的变化而变化的齿扇称为变速齿扇。变速齿扇是变速齿轮的一部分。

偏心齿轮为变速齿轮的一种。其啮合半径在其最大值 $r_{w\,max}$ 与最小值 $r_{w\,min}$ 之间变化。可根据预先选定的转向器角传动比的最大值 $i_{\omega\,max}$ 和最小值 $i_{\omega\,min}$ 按式(6－3－3)算出 $r_{w\,max}$ 及 $r_{w\,min}$。

如图 6－3－19 所示，由偏心齿轮转动中心 O 点引线 $\overline{OA} = r_{w\,max}$，引线 $\overline{OP} = r_{w\,min}$ 并使它们之间的夹角为预选的摇臂轴相对中间位置的最大转角 β。连接 A、P 并通过其中点 C 作垂线交 $\overline{OP}$ 的延长线于 O_1，O_1 点即为偏心齿轮的几何中心。过 A 点作 O_1P 线的垂线 $\overline{AB}$，则 $\triangle PCO_1 \backsim \triangle PBA$，于是，偏心齿轮的滚动节圆半径 R 为

$$R = \frac{\overline{AP}}{\overline{PB}}\overline{PC} = \frac{\overline{AP}}{\overline{PB}}\cdot\frac{\overline{AP}}{2} = \frac{\overline{AP}^2}{2\,\overline{PB}} = \frac{\overline{AB}^2 + \overline{PB}^2}{2\,\overline{PB}}$$

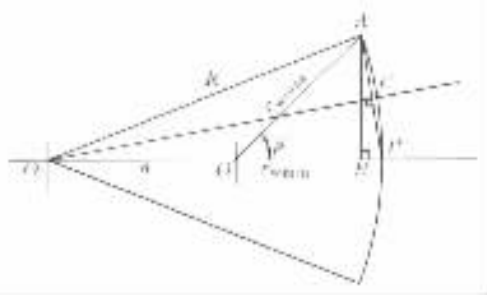


图 6－3－19　偏心齿轮的滚动节线分析

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

所以
$$R=\frac{r_{w\,max}^2\sin^2\beta+(r_{w\,min}-r_{w\,max}\cos\beta)^2}{2(r_{w\,min}-r_{w\,max}\cos\beta)} \tag{6-3-30}$$

图中 $n=R-r_{w\,min}$为偏心距。以 O_1 为圆心以 R 为半径所得的圆弧即为偏心齿轮的滚动节线。

齿条的滚动节线可以用不同方法求得。图 6-3-20 是求齿条滚动节线的一种图解法。根据‘当齿轮节线在节点处滚过一段弧长时齿条节线亦在该处移动与之相等的一段弧长’这一啮合原理,可将齿轮节线划分为许多相等的微小线段,然后找出与这些微小线段端点相对应的齿条的啮合点的位置,将它们联接起来的曲线即为齿条的滚动节线。为了得到精确结果可按较大的比例尺(例如 5:1)绘图。具体绘制如图 6-3-20 所示,首先应按前述方法参考图 6-3-19 将偏心齿轮的滚动节线$\widehat{MM}$绘出并将其分段,然后将各段端点 P,1,2,3,…与偏心齿轮的转动中心 O 联接起来,注出各联线间的夹角 β_1,β_2,β_3,…然后以 O 为圆心以 $O\overline{P}$为半径绘辅助圆弧$\widehat{LL}$,后者与$\widehat{MM}$相对 O 点的径向距离差值 Y_1,Y_2,Y_3,…表示齿轮啮合半径的增量。当齿轮逆时针转过微小角度 β_1 时,半径 $O1$转至与 Y 轴重合,这时节点 P 沿 Y 轴上移至 P_1 点即 $PP_1=Y_1$,P_1 为啮合点的新位置且与移后的点 1 重合。与此同时,齿条沿 X 轴左移且使其上的某点 1′ 也与 P_1 重合。为了确定齿条左移前其上的点 1′ 的位置,可通过 P_1 点作 X 轴的平行线,且以 P 点为圆心以$\widehat{P1}$为半径作圆弧与所作平行线相交,交点即为与齿轮节线上的点 1 相对应的齿条节线上的点 1′。用同样方法可找到与齿轮节线上的点 2,3,4,…相对应的齿条节线上的点 2′,3′,4′,…,将 1′,2′,3′,4′,…点平滑地连成的曲线 NN 即为齿条(与偏心齿轮相互滚动)的节线。

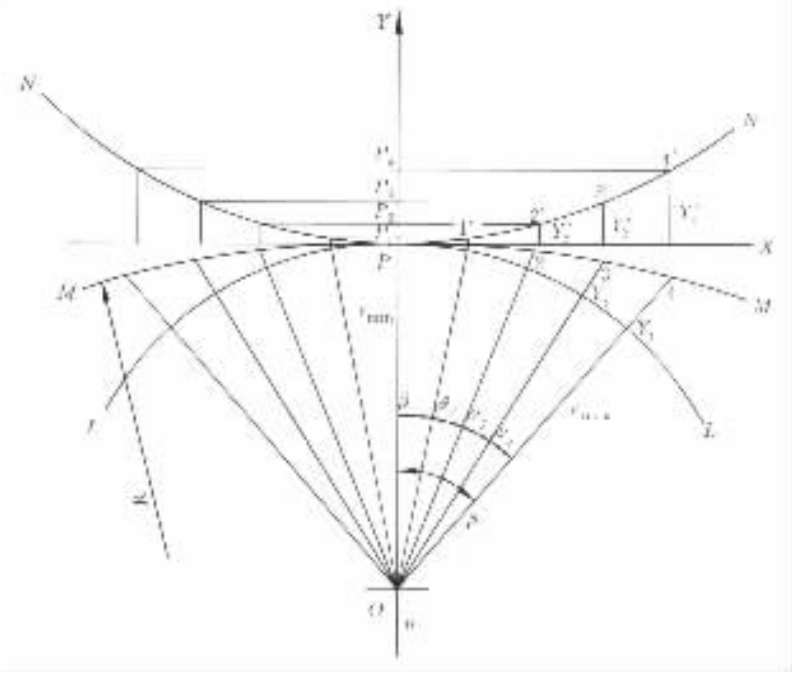


图 6-3-20 齿条滚动节线的绘制方法

P - 齿轮与齿条的啮合节点;R - 偏心齿轮的滚动节圆半径;β - 摇臂轴相对于中间位置的最大转角;O - 偏心齿轮的转动中心;n - 齿轮的偏心距;r - 齿轮的工作半径;Y_1,Y_2,Y_3,…, - 齿轮工作半径的增量

齿条的滚动节线和偏心齿扇的滚动节线以及它们的对应关系求出后，就可推导出齿扇转角 β 和齿条位移 x 之间的关系式 $\beta = f(x)$，并按此关系式的运动规律以适当的齿条齿形作刀具范成齿扇。

上述变传动比转向器的角传动比变化幅度约为 15% ~ 19%。适用于轻型以下的各类汽车。

日本 NSK 循环球式变传动比转向器的角传动比 i_ω 随齿扇转角 β 的变化如图 6－3－21 所示。其特性是，当汽车直线行驶或齿扇转角在 $\pm\beta_0$ 范围内，i_ω 固定在 A 点；当齿扇转角在 β_0 和 β_m（或 $-\beta_0$ 和 $-\beta_m$）之间时，传动比呈线性上升至 B 点；当转角 $>|\pm\beta_m|$ 时又有一段不变的区间。在图 6－3－21 所示角传动比变化特性的基础上，齿扇转角和与之啮合的齿条位移的分析图如图 6－3－22 所示。图中 Y 为齿扇与齿条啮合时的啮合半径的增量，它和传动比的变化相对应；$r_{w\,min}$ 为齿扇在其转角为 $\pm\beta_0$ 范围内的啮合半径；$r_{w\,max}$ 为齿扇在其转角达到和超过 $\pm\beta_m$ 时的啮合半径；$\gamma = \beta_m - \beta_0$。

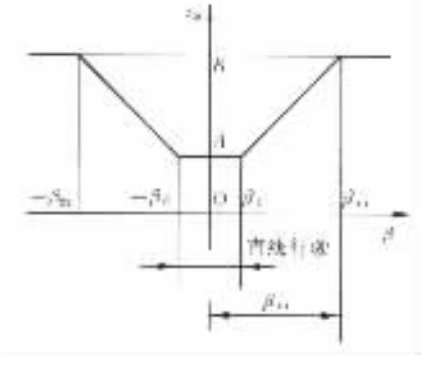


图 6－3－21　NSK 循环球式转向器的传动比变化与齿扇转角间的关系

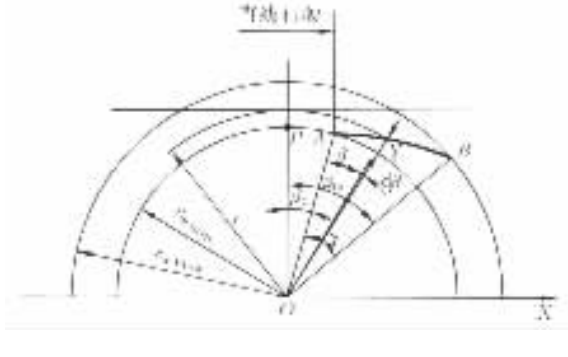


图 6－3－22　齿扇转角和齿条位移的分析计算用图

由于螺杆、螺母滚道的螺距是不变的，故螺母或齿条的移动与转向盘的转角成正比，且该移动位于一条 X 轴的平行线上。

当转向器工作、摇臂轴转动时，可以求出齿扇转角 θ、齿扇啮合半径的增量 Y 与齿条位移 X 之间的关系如下：

当齿扇处于中间附近的固定传动比范围内，X 与 θ 之间的关系为

$$X = \frac{\pi}{180} r\theta \tag{6-3-31}$$

式中　r——齿扇的啮合半径，此处 $r = r_{w\,min}$；

θ——由中间位置开始的齿扇的转角，以（°）表示，转角范围 $\theta = 0 \sim \pm\beta_0$。

当齿扇处于可变传动比的角度范围（即 $\theta = \beta_0 \sim \beta_m$ 或 $\theta = -\beta_0 \sim \beta_m$）内，其啮合半径 $r = f(\beta)$，且有

$$r = r_{w\,min} + Y \tag{6-3-32}$$

式中　Y——齿扇啮合半径的增量，它是随 β 作线性变化的：

$$Y = (r_{w\,max} - r_{w\,min})\frac{\beta}{\gamma} \tag{6-3-33}$$

β——由 $\pm\beta_0$ 转角位置开始的齿扇转角，即 $\beta = \theta - \beta_0$；

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

θ——由中间位置开始的齿扇转角；

γ——可变传动比角度区间的夹角，$\gamma = \beta_m - \beta_0$。

将式(6－3－33)代入式(6－3－32)，得

$$r = r_{w\,min} + (r_{w\,max} - r_{w\,min})\frac{\beta}{\gamma} \tag{6-3-34}$$

当齿扇由 $\pm\beta_0$ 转角位置开始转 β 角后再转一极小角 $d\beta$ 时，相应的齿条位移为

$$dX = \frac{\pi}{180} r \cdot d\beta$$

将式(6－3－34)代入上式，得

$$dX = \frac{\pi}{180}\left[r_{w\,min} + (r_{w\,max} - r_{w\,min})\frac{\beta}{\gamma}\right] d\beta$$

将上式积分，得

$$X = \frac{\pi}{180}\left[r_{w\,min} \cdot \beta + \frac{\beta^2}{2\gamma}(r_{w\,max} - r_{w\,min})\right] \tag{6-3-35}$$

式(6－3－35)适用于图 6－3－22 中的 A 点至 B 点间的范围。

由以上的几个关系式可知，当齿扇自中间位置开始的转角为 θ 时，则齿条的位移 X 为

$$X = \begin{cases} \frac{\pi}{180} r_{w\,min} \cdot \theta = X_1 & \text{当 } \theta \leqslant |\beta_0| \\ \frac{\pi}{180}\left[r_{w\,min} \cdot \theta + \frac{(\theta - \beta_0)^2}{2(\beta_m - \beta_0)}(r_{w\,max} - r_{w\,min})\right] = X_2 & \text{当 } |\beta_0| < \theta \leqslant |\beta_m| \\ \frac{\pi}{180} r_{w\,max}(\theta - \beta_m) + X_2(\theta = \beta_m) = X_3 & \text{当 } \theta > |\beta_m| \end{cases} \tag{6-3-36}$$

有了上式所表达的齿条位移与齿扇转角间的关系式，就可以以它作为依据，用齿条刀具范成齿扇的轮齿齿廓。

2. 齿轮齿条式变传动比转向器的设计原理

由圆柱齿轮传动和齿轮齿条传动的几何关系可知，相互啮合齿轮的基节必须相等。而基节又可表达为

$$t_j = \pi m \cos\alpha_0 \tag{6-3-37}$$

式中 m——模数；

α_0——齿轮的分度圆压力角或齿条的节线压力角。

在齿轮齿条式变传动比转向器的设计中，为了获得可变的传动比，可根据上述原则和表达式，使一个具有标准齿形的圆柱螺旋小齿轮和一个具有变模数、变压力角的齿条相啮合，只要使齿条各齿的模数与压力角余弦的乘积为常数即可。即应遵循的啮合条件为

$$m' \cos\alpha' = m \cos\alpha_0 = \text{cost} \tag{6-3-38}$$

式中 m'，α'——齿条某齿的节线模数和节线压力角；

m，α_0——齿轮的模数和分度圆压力角。

由上式可见，当齿条各齿的模数随齿轮转角的增大而减小时，齿条各齿的压力角亦必减小。即 m' 减小 α' 亦必减小，且使它们保持上式的关系。

另外，由于齿轮与齿条相啮合时的啮合线必须与齿轮的基圆相切并垂直于齿条的齿廓线，因此，齿轮的啮合角与齿条的压力角应相等。而根据齿轮啮合的几何关系，齿轮的节圆半径可表达为

$$r = \frac{r_0}{\cos\alpha} \tag{6-3-39}$$

式中　r_0——齿轮的基圆半径；

α——齿轮的啮合角。

由上述可见，随着齿条压力角的减小，齿轮啮合角亦将减小而导致其节圆半径亦减小。

根据以上分析，如果采用变模数、变压力角的齿条且其压力角由中间向两侧逐渐减小，如图 6－3－23 所示，则小齿轮与这种齿条啮合时，其节圆半径将随着齿条压力角的减小而减小。根据式(6－3－24)，则转向系的角传动比将增大。齿条各齿的压力角一般在 12°～35°范围内变化。

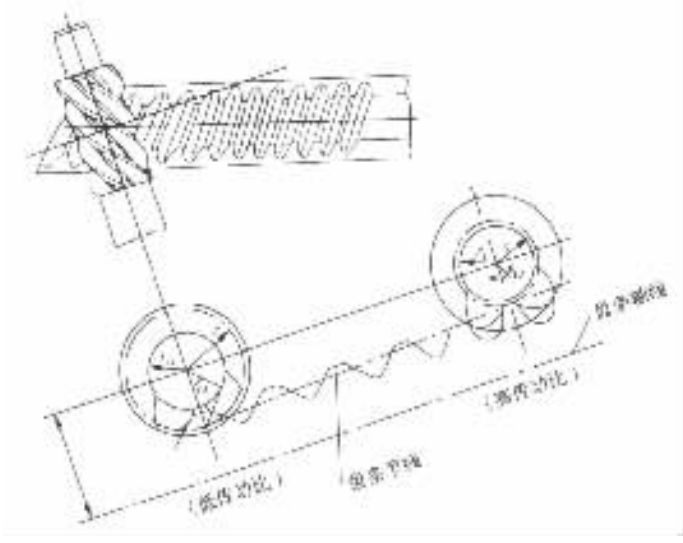


图 6－3－23　齿轮齿条式变传动转向器的设计原理图

r_0－齿轮的基圆半径；r－齿轮的节圆半径

设计过程可首先选定齿轮的模数 m、齿数 z 与压力角 α_0 等主要参数；选择转向系的传动比范围 $i_{0\omega\min}$和 $i_{0\omega\max}$及其随齿轮转角 φ 的变化规律 $i_{0\omega} = i_{0\omega}(\varphi)$，然后按式(6－3－24)求出所对应的齿轮节圆半径 $r = r(i_{0\omega})$；按式 6－3－39 求出齿轮啮合角 $\alpha = \alpha(r)$，亦即齿条压力角 $\alpha' = \alpha'(r)$；按式(6－3－38)求出齿条的模数 $m' = m'(\alpha)$。再根据 $r = r(\varphi)$求出齿条位移 X 随齿轮转角 φ 的关系式并以其为依据，按齿轮参数选择齿轮刀具范成齿条。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

第四章 动力转向系设计

第一节 概 述

动力转向又称为转向加力。具有动力转向系统的汽车在转向时除依靠司机作用于转向盘的手力外，更主要的是借助于称作转向加力器的动力转向装置实现转向，使转向轻便、灵活，并减轻司机的疲劳，也有助于提高汽车高速行驶的安全性。

通常，中高级以上的轿车，大都采用动力转向。其他类型的汽车，当转向桥对地面的负荷达到 25kN 时，就可以采用动力转向；达到 35kN 左右时，建议采用动力转向；超过 40kN 时，则应该采用动力转向。

对于具有动力转向系统的汽车，当转向盘上的切向力 $F_h \geqslant 20 \sim 100N$ 时，动力转向系即应起加力作用（轿车取该范围的较小值；重型汽车取较大值）。

1. 动力转向系应满足的要求

(1) 转向车轮的转角以及其偏转速度和转向盘的转角及转速应分别保持一定的比例关系，即具有随动作用；

(2) 操纵转向盘时，动力转向系统产生加力的作用要迅速、灵敏，与作用在转向盘上的手力相协调；

(3) 司机操纵转向盘时有“路感”，即能及时地将路面对转向阻力的影响反映到转向盘上，使作用在转向盘上的手力随转向阻力的增大而增大；

(4) 转向后应能自动回正，并应使汽车具有直线行驶稳定性；

(5) 工作可靠。即使一旦动力转向系统失灵，司机仍能操纵转向盘使汽车转向。

2. 动力转向系的基本评价指标

(1) 工作的有效性指标 E 可用下式表达：

$$E = \frac{F_h}{F'_h} \tag{6-4-1}$$

式中 F_h——不带动力转向的转向系在转向时需加于转向盘上的切向力；

F'_h——带动力转向的该转向系在转向时需加于转向盘上的切向力。

(2) 反向作用性能指标 ρ 用于表征动力转向系工作的“路感”效果，可用下式表达：

$$\rho = \frac{dF'_h}{dT_r} \tag{6-4-2}$$

式中 T_r——转向车轮的转向阻力矩；

(3) 灵敏度指标 可用动力转向开始起作用时刻的转向盘上的切向力 F_h^0 及其相应转角 φ 来衡量。

对于已有的动力转向结构，上述指标的数值范围为：$E = 1 \sim 15$；$\rho = 0.02 \sim 0.05N/(N \cdot m)$；$F_h^0 = 20 \sim 50N$；$\varphi = 10° \sim 15°$。

第二节　动力转向的结构型式与布置方案

汽车动力转向系均采用液压作动力源，油液工作压力一般为 6～10MPa 或更高，最高可达 16.5～18MPa，故动力缸结构尺寸小、质轻；而油液的不可压缩性使其工作灵敏度高；油液的阻尼作用则可以吸收路面冲击；动力装置也无需润滑。由于上述优点，故在汽车上得到最广泛应用。但产品结构较复杂且对加工精度和密封的要求高。与液压式相比，气压式有种种缺点故未被采用。例如气体的可压缩性会影响转向系统的灵敏度；其次，气压动力缸的尺寸和质量都较大，在汽车上布置困难；再者，当汽车下长坡且需转向与制动同时工作时，由于它们共用一个动力源，会影响它们的正常工作；还有，气压系统在低温环境下工作易结冰等等。

液压式动力转向系由油罐、油泵、转向分配阀（又称控制阀）、转向动力缸、机械转向器（齿轮齿条式或循环球式）及软管等组成。油罐用于储存、滤清和冷却油液；油泵由发动机驱动用来泵油以提供高压油液，其结构型式有齿轮泵、叶片泵、转子泵与滚子泵之分；转向分配阀是根据转向盘的操纵方向、转角范围与力矩大小来改变液压动力的传递路线以及油液压力与通道面积的大小，有滑阀式（阀以轴向移动来控制油路）与转阀式（阀以旋转来控制油路）之分；转向动力缸则是动力转向的加力机构，它借助于液压及活塞对机械转向器起助力作用。

转向分配阀、转向动力缸与机械转向器组合到一起成为一个整体的结构型式如图 6－4－1 所示，称为整体式动力转向器。根据转向分配阀安装位置的不同，它又有三种结构型式，即分配阀位于转向器上端（图 6－4－1）、分配阀位于转向器上端且与转向轴平行装置和分配阀位于加力缸活塞内。整体式动力转向器结构紧凑、管路较短、易于布置，但对转向器的密封要求高，结构较复杂、拆装转向器较困难。另外，转向系的一些主要零件，如摇臂轴及摇臂等，要

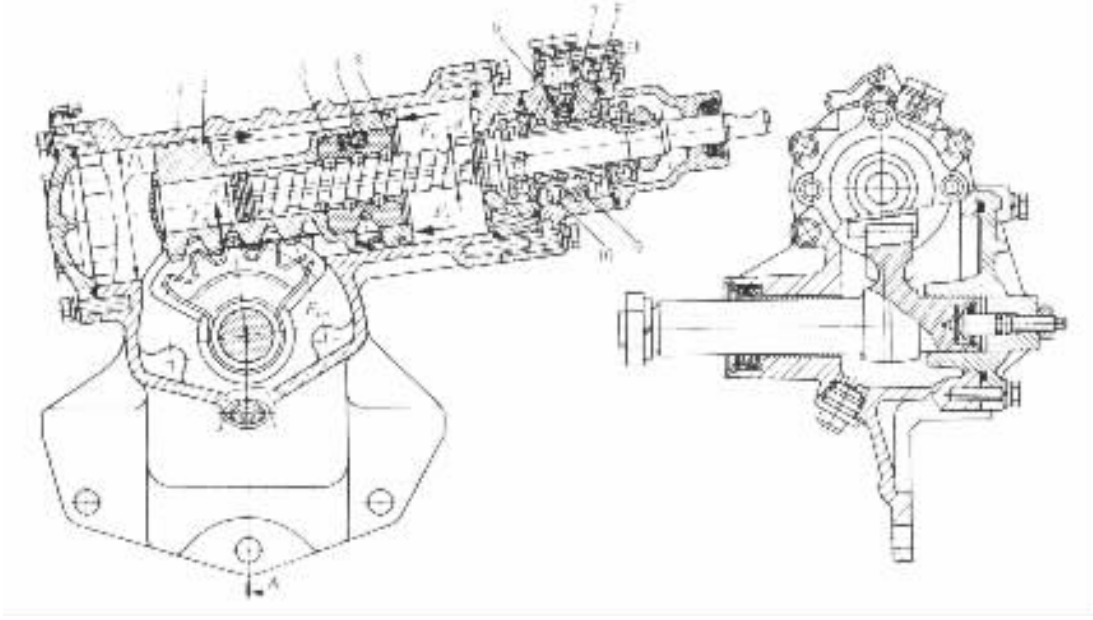


图 6－4－1　俄 *ЗИЛ*—130 汽车的整体式动力转向器

1－转向器壳；2－动力缸活塞－齿条；3－转向螺母；4－钢球导管；5－转向螺杆；
6－球阀；7－滑阀；8－分配阀阀体；9－回位弹簧；10－反作用阀

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

同时承受由转向盘传来的载荷和转向动力缸的作用载荷，致使其尺寸加大，故用在装载质量大的重型汽车上会给转向器的设计造成困难。因此，整体式动力转向器多用在轿车、客车和前桥对地面的负荷在 15t 以下的货车上。而在转向桥负荷为 15t 以上的重型汽车上，则是采用所谓分置式结构。在分置式动力转向系中，机械转向器和转向动力缸是分开的。根据转向分配阀位置的不同又可分为：半分置式、联阀式与连杆式三种。前者的分配阀装在转向器的上端或下端、动力缸铰接于车架上、活塞杆铰接于转向摇臂上（见图 6－4－2(a)）；联阀式的动力转向系是将分配阀装在动力缸上，后者又与纵拉杆相连，而活塞杆则铰接在车架上（见图 6－4－2(b)）；连杆式的是将分配阀装在转向器和动力缸之间的拉杆上（见图 6－4－2(c)）。分置式动力转向器由于分开布置，故其机械转向器可以采用任何一种典型结构；转向器零件也不受动力缸助力载荷的影响；当汽车的转向桥负荷过大时，可加大缸径或增加动力缸数而不影响转向器的基本尺寸。但分置式的零件数量较多，管路布置也较复杂。

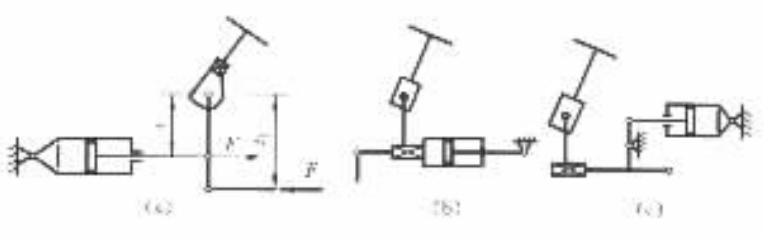


图 6－4－2 分置式动力转向系的布置
（*a*）半分置式；（*b*）联阀式；（*c*）连杆式

在分置式的结构中，半分置式和联阀式的应用较多，连杆式的应用较少。

动力转向器的结构型式还有常压式和常流式之分。当转向分配阀在中间位置时常闭，使工作油液一直处于高压状态的动力转向器，称为常压式动力转向器；当转向分配阀在中间位置时常开，使工作油液一直处于常流状态的动力转向器，称为常流式动力转向器。

常流式滑阀结构（见图 6－4－3）曾得到较多的应用。滑阀本身的结构简单，生产工艺性好，操纵方便，宜于布置，使用性能也较好，但整个分配阀的零件数较多。与滑阀结构比较，常流式转阀结构（图 6－4－4），整个分配阀的零件数少、结构更简单、先进，工作可靠，制造成本低，广泛用于现代轿车和其他车辆的整体式和半分置式的动力转向系中。

第三节 动力转向的工作原理

常流式滑阀结构液压动力转向的工作原理如图 6－4－3 所示，当汽车直行时滑阀 8 位于图示的中间位置，分配阀内各油路均相通。动力缸活塞 16 的两侧均与回油路连通，故活塞两侧压力相等且很低，活塞不动。自油泵 4 输出的油液经节流口 5 或溢流阀 2、滑阀 8、管路等返回油罐。这时动力转向系无加力作用，汽车保持直线行驶。若转动转向盘 7，螺杆 12 便随之转动，但螺母 13 因车轮转向阻力较大不能立即作轴向移动，反而迫使螺杆 12 带动滑阀 8 并克服回位弹簧 11 及反作用阀 9 一侧的油压作不大的轴向位移，致使自油泵来的压力油液通往动力缸活塞的一侧，推动活塞使之对转向起助力作用。当车轮转向时带动滑阀 8 减小开度，从而保证车轮转角和转向盘转角相对应。当转向盘转过某一角度而停止转动时，回位弹簧通过反作用阀将滑阀推回中间位置，动力缸活塞两侧又都与回油路相通，使其停止移动而不再起助力

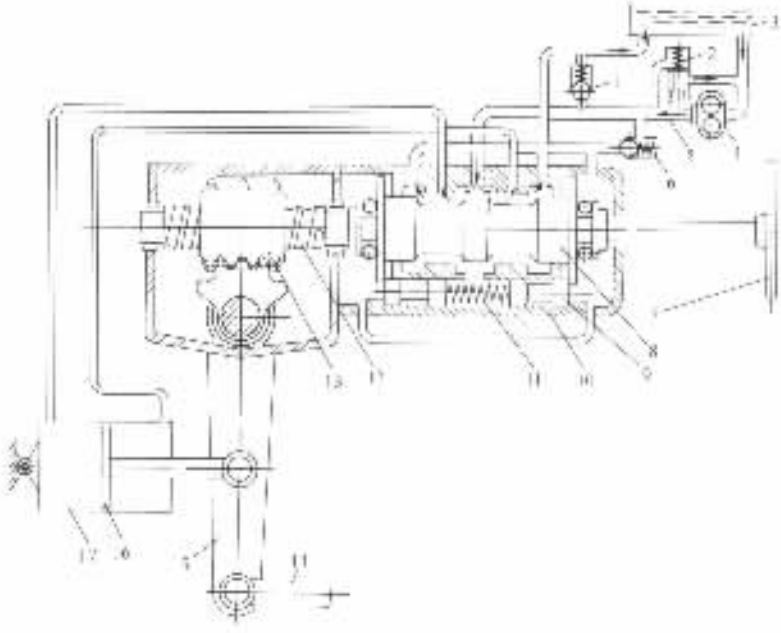


图 6－4－3　常流式滑阀结构液压动力转向的工作原理

1－安全阀；2－溢流阀；3－油罐；4－油泵；5－节流口；6－单向阀；7－转向盘；8－滑阀；9－反作用阀；10－转向分配阀体；11－回位弹簧；12－转向螺杆；13－转向螺母；14－转向拉杆；15－转向摇臂；16－活塞；17－动力缸

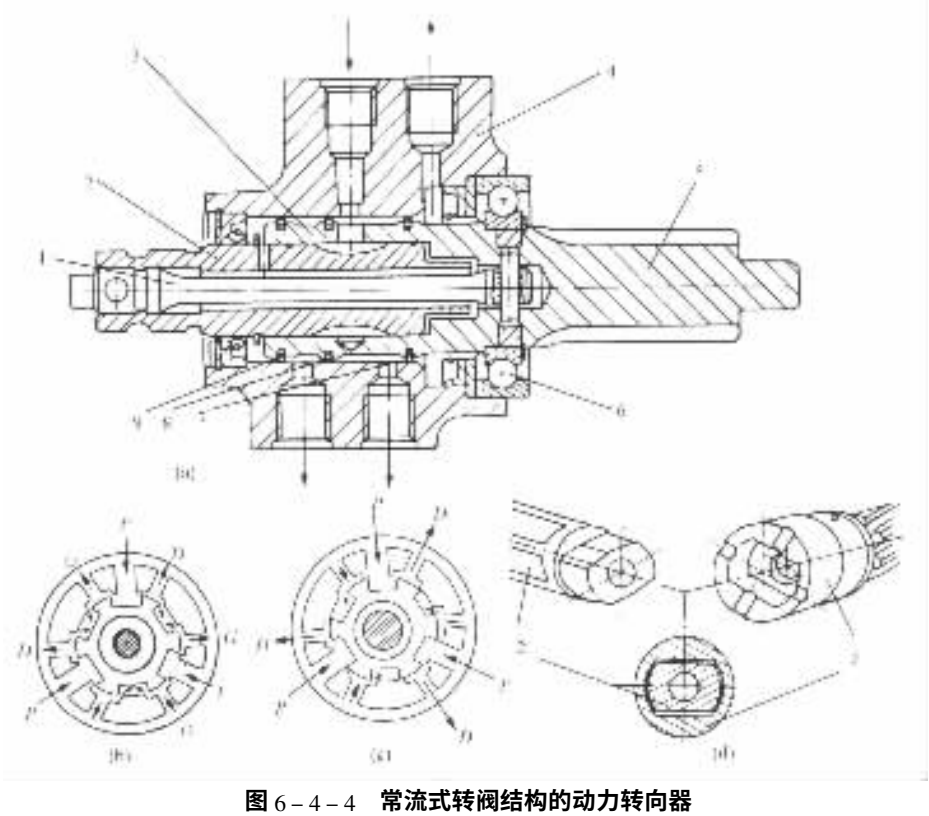


图 6－4－4　常流式转阀结构的动力转向器

1－扭杆弹簧；2－阀芯；3－转阀；4－阀体；5－小齿轮；6－轴承；7,8,9－密封圈

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

作用，车轮也停止偏转，这样就使转向车轮对转向盘保持随动关系。转向后当转向盘被松开时，滑阀在回位弹簧作用下又回到中间位置，滑阀各油路重新连通，动力缸活塞两侧的液压相等，同时在转向轮回正力矩的作用下，经转向节臂、转向拉杆推动活塞回到中间位置，使转向盘也回到中间位置。当发动机转速增高使油泵的排量超过某一范围时，溢流阀便开启使多余的油液直接流回油泵的低压腔。为了防止油液的压力过大而使油路系统的机件过载，还装有安全阀 1。当动力转向系统因故失效时，汽车转向阻力因液压系统会增大，使操纵困难。为了克服这种阻力，在滑阀进油路和回油路之间装有单向阀 6。在正常情况下，进油路的油液压力高于回油路的，单向阀关闭。当动力转向例如油泵失效并进行转向时，进油路液压降为低压，而回油路的油液压力则因动力缸活塞的推压而升高。这样引起的进、回油路的液压差使单向阀打开，沟通了两油路，油液便可由动力缸活塞挤压的一侧流向活塞离开的另一侧，以减小转向阻力。

回位弹簧应有一定的安装预紧力，以保证汽车直线行驶时滑阀处于中间位置，使动力转向停止工作。另外，在转向开始时刻滑阀移动前，油路中的油液压力不高，所以司机作用在转向盘上的切向力主要是用来克服回位弹簧的预紧力。因此，回位弹簧的预紧力也要用来控制动力转向起作用的开始时刻。而在转向过程中，作用在转向盘上的切向力除用来克服回位弹簧的作用力外，还需克服液压对反作用阀的作用力。这时受活塞推压那一侧的动力缸油液，其压力是随转向阻力的变化而成正比变化，且在油泵负荷范围内二者相互平衡。例如当转向阻力大时，滑阀的位移量也大，致使动力缸的液压增大，直至油液压力与转向阻力达到平衡为止。这样就使作用在反作用阀上的油液压力随转向阻力的变化而变化，故司机作用在转向盘上的力也就与转向阻力有关，这就使得动力转向有了“路感”效果。

动力转向起作用的终止时刻则和滑阀在工作中移动的距离有关，该移动距离愈大，则回到中间位置的时间就愈长，因而动力缸终止作用的时刻就愈滞后，转向操纵的灵敏性也就愈差。

动力转向也能阻止转向车轮的非操纵偏转，有利于汽车行驶的安全性。这是因为当转向车轮突然受到巨大的冲击或轮胎突然爆破而急速偏转时，这种巨大的冲击力将通过转向拉杆、转向摇臂及摇臂轴、转向螺母传给转向螺杆并迫使螺杆带动滑阀作轴向移动，从而反向接通动力缸的油路，使高压油液推动活塞阻止转向车轮的偏转。而在一般情况下，汽车行驶时地面对转向车轮的干扰和冲击，虽然可能传递到滑阀上，但不易克服回位弹簧的预紧力，所以滑阀仍保持中间位置不变，使动力转向不起作用，汽车仍会保持直线行驶。

常流式转阀结构液压动力转向的工作原理如图 6－4－4 所示，阀体 4 以油管与油罐、油泵及动力缸的两侧分别相连，其内装着与齿轮齿条式转向器的小齿轮 5 连成一体并带有环形槽的转阀 3。后者用于控制动力转向系在不同工作情况下的油液流动方向，故又可称为分配阀。转阀上的各环形槽是用密封圈 7，8，9 相隔的。转阀内还有一结构为中空、外侧开有一些纵向槽和径向通孔的阀芯 2。阀芯固定在转向轴的末端。扭杆弹簧 1 装在阀芯的中孔中，其上端以锁销与阀芯固定、下端以锁销与转阀固定，为转阀的定中元件。当转向盘不动（不管车轮是否处于纵向平面内）或汽车直行时，转阀及阀芯均处于中间位置，此时转阀与阀芯的相对位盘（见图 6－4－4(b)）使动力缸活塞两侧与进、回油路均相通，使由油泵排出的油液通过分配阀后又回到油罐中，使动力转向不起作用。当转向盘转动时，转向轴带动阀芯转动。而与小齿轮连成一体的转阀则由于转向阻力矩使扭杆弹簧产生弹性变形而转动滞后，使转阀与阀芯之间发生偏转，从而改变了阀芯与转阀所构成的油液通路，使动力缸活塞一侧与进油口接通，而另一侧则与进油口隔绝（见图 6－4－4(c)），并通过转阀上的回油通路流回油箱，从而使活塞移

动，实现转向加力。与此同时，扭杆弹簧产生与地面对车轮的转向阻力矩成正比的扭转弹性变形，即形成与转向阻力矩成正比的转向助力。转阀的转角取决于地面的转向阻力矩及扭杆弹簧的扭转弹性，而地面的转向阻力矩又通过扭杆弹簧作用到转向轴及转向盘上，形成“路感”。当助力失效或扭杆损坏时，阀芯 2 的末端外形与转阀 3 内孔的特殊配合（见图 6－4－4(d)）将保证从转向轴到小齿轮的连接，使手动转向继续有效。

第四节　动力转向系的设计计算

主要是对动力缸、分配阀、定中元件和反作用元件等进行参数选择和设计计算。

一、动力缸的设计计算

动力缸相对于转向器有两种布置方法，一种为合为一个整体如图 6－4－1 所示，动力缸活塞与转向器均布置在同一个由 QT400—18 或 KTH350—10 制造的转向器壳体内，活塞与齿条制成一体。

如果动力缸与机械转向器分置而使动力缸成为一单独机构如图 6－4－5 所示，则其缸筒通常由铸钢 ZG35 或 ZG40 制成，或由无缝钢管制成，缸内表面应光洁，粗糙度为 $R_a = 0.32 \sim 0.63$，硬度为 HB241～285；其活塞由灰铸铁 HT200 制造；为了密封活塞与缸筒之间的间隙，可采用由铸铁或钢制造的活塞环或由橡胶或塑料制造的密封圈；其活塞杆由 45 号中碳钢制造，为了提高密封圈 5 的可靠性与寿命，活塞杆表面可镀铬并抛光。

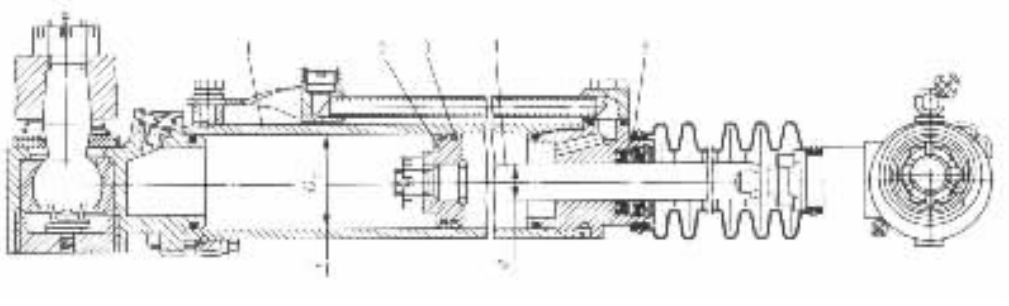


图 6－4－5　分置式动力转向系的动力缸

1－缸筒；2－活塞；3－活塞环；4－活塞杆；5－密封圈

在动力缸的计算中需确定其缸径 D_c、活塞行程 s、活塞杆直径 d 以及缸筒壁厚 t。

1. 缸径尺寸 D_c 的计算

动力缸的缸径尺寸 D_c 可由作用于活塞一齿条上的力（见图 6－4－1）的平衡条件来确定：

$$F_{oc} + F_f - F_p - F = 0 \qquad (6-4-3)$$

式中　F_{oc}——由转向车轮的转向阻力矩所确定的作用于齿扇上的圆周力；

F_f——活塞与缸筒间的摩擦力；

F_p——由转向盘切向力所引起的作用在活塞上的轴向力；

F——高压油液对活塞的推力。

其中

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

$$\left.\begin{aligned} F_{oc} &= \frac{T_r}{r_w{}'_p\eta'} \\ F_f &= F_R \cdot f = F_{oc} \cdot f \cdot \tan\alpha \\ F_p &= \frac{2F_h \cdot r_h}{d_s \tan(\alpha_0 + \rho'_k)} \\ F &= \frac{\pi}{4}(D_c^2 - d_s^2)p \end{aligned}\right\} \tag{6-4-4}$$

式中 T_r——转向车轮的转向阻力矩；

r_w——齿扇的啮合半径；

i'_p——转向传动机构的力传动比；

η'——转向传动机构的效率；

f——活塞与缸筒间的摩擦系数；

α——齿扇的啮合角；

F_h——转向盘上的切向力；

r_h——转向盘的半径；

d_s——转向螺杆直径；

α_0——转向螺杆螺旋滚道的导程角；

ρ'_k——换算摩擦角；

D_c——动力缸缸径；

p——动力缸内的油液压力。

将式(6-4-4)代入式(6-4-3)，经整理即可求得：

$$D_c \geqslant \sqrt{\frac{4}{\pi P}\left[\frac{T_r}{r_w i'_p \eta'}(1 + f\tan\alpha) - \frac{2F_h r_h}{d_s \tan(\alpha_0 + \rho'_k)}\right] + d_s^2} \tag{6-4-5}$$

如果动力缸与转向器分开并装于转向传动机构中，例如图 6-4-6 所示，其活塞杆与转向横拉杆相连，则由于动力缸的作用力 F_b 与司机作用于转向盘上的切向力 F_h 的共同作用，在摇臂轴上的力矩为：

$$T = F_b \cos\alpha m'_L l_1 / l_3 + F_h r_h i_\omega \eta_+ \tag{6-4-6}$$

将上式中的作用在摇臂轴上的力矩 T 以转向车轮的转向阻力矩 T_r 代之，得

$$F_b = \frac{T_r/(i'_p \cdot \eta') - F_h r_h i_\omega \eta_+}{\cos\alpha \cdot m'_L l_1 / l_3} \tag{6-4-7}$$

式中 T_r，i'_p，η'，F_h，r_h——见式 6-4-4 下的说明；

i_ω——转向器的角传动比；

η_+——转向器的正效率；

α——活塞杆与转向横拉杆间的夹角，见图 6-4-6。

根据由上式求得的活塞杆的作用力和液力系统的液压，则可算出动力缸的缸径。

2. 活塞行程 s 的计算

当动力缸与转向器一体时，活塞行程 s 可由摇臂轴转至最大转角 β_{max} 时齿扇转过的节圆弧长来求得，即

$$s = (\beta_{max}/180°)\pi r_w \tag{6-4-8}$$

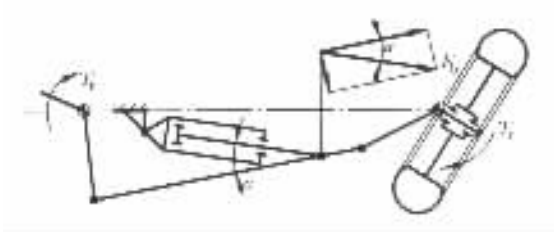


图 6－4－6　动力缸活塞与转向横拉杆连接时的受力

式中　β_{max}——摇臂轴由中间位置转至极限位置时的转角；

r_w——齿扇的节圆半径。

当动力缸与转向器分置并与转向传动杆件直接连接时，则工作中的活塞行程可按转向传动机构的尺寸布置简图用图解求得。

活塞移至有活塞杆一端的极限位置时，与缸体端面间还应有 $e=(0.5\sim0.6)D_c$ 的间隙以利活塞杆的导向，另一端也应有 10mm 的间隙以免与缸盖碰撞。

3. 动力缸缸筒壁厚 t 的计算

根据缸体在横断平面内的拉伸强度条件（见式（6－4－9）和在轴向平面内的拉伸强度条件（见式（6－4－10））进行，即根据以下两式求出 t 并取其中较大值为缸筒壁厚：

$$\sigma_r=p\left[\frac{D_c^2}{2(D_ct+t^2)}+1\right]\leqslant\frac{\sigma_s}{n} \tag{6-4-9}$$

$$\sigma_Z=p\left[\frac{D_c^2}{4(D_ct+t^2)}\right]\leqslant\frac{\sigma_s}{n} \tag{6-4-10}$$

式中　p——缸内压力；

D_c——动力缸内径；

σ_s——缸体材料的屈服极限；

n——安全系数，通常取 $n=3.5\sim5$。

二、分配阀的参数选择与设计计算

分配阀的主要参数有：滑阀直径 d、预开隙 e_1、密封长度 e_2、滑阀总移动量 e、滑阀在中间位置时的液流速度 v、局部压力降和泄漏量等。

1. 预开隙 e_1

预开隙 e_1 如图 6－4－7 所示，为滑阀处于中间位置时分配阀内各环形油路沿滑阀轴向的开启量，也是为使分配阀内某油路关闭所需的滑阀最小移动量。e_1 值过小会使油液常流时局部阻力过大；e_1 值过大则转向盘需转过一个大的角度才能使动力缸工作，转向灵敏度低。一般要求转向盘转角 $\varphi=2°\sim5°$ 时滑阀就移动 e_1 的距离。

整体式和半分置式动力转向系分配阀的预开隙 e_1 为

$$e_1=\frac{\varphi}{360}t=\frac{2°\sim5°}{360°}t \tag{6-4-11}$$

式中　φ——相应的转向盘转角，(°)；

t——一转向螺杆的螺距，mm。

联阀式动力转向系的预开隙 e_1 的计算式为

机械分享网 www.mbfxw.com 免费下载

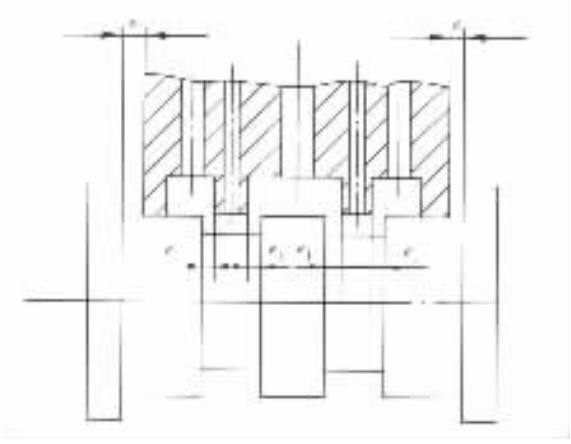


图 6－4－7 滑阀的总移动量 e 和预开隙 e_1

$$e_1 = l_1 \sin \frac{\varphi}{i_\omega} = l_1 \sin \frac{2^\circ \sim 5^\circ}{i_\omega} \tag{6-4-12}$$

式中 l_1——转向摇臂的工作臂长，mm；

φ——相应于预开隙 e_1 的转向盘转角，(°)；

i_ω——转向器的角传动比。

e_1 值通常约在 0.15～0.5mm 范围内。

2. 滑阀总移动量 e

滑阀总移动量 e 过大时，会使转向盘停止转动后滑阀回到中间位置的行程长，致使转向车轮停止偏转的时刻也相应"滞后"，从而使灵敏度降低；如 e 值过小，则使密封长度 $e_2 = e - e_1$ 过小导致密封不严，这就容易产生油液泄漏致使进、回油路不能完全隔断而使工作油液压力降低和流量减少。通常，当滑阀总移动量为 e 时，转向盘允许转动的角度约为 20°左右。据此可参照式(6－4－11)和式(6－4－12)并取 $\varphi = 20^\circ$来计算 e 值。

整体式和半分置式动力转向系的滑阀总移动量为

$$e = \frac{20^\circ}{360^\circ} t \tag{6-4-13}$$

联阀式动力转向系的滑阀总移动量为

$$e = l_1 \sin \frac{20^\circ}{i_\omega} \tag{6-4-14}$$

3. 局部压力降 Δp

当汽车直行时，滑阀处于中间位置，油液流经滑阀后再回到油箱。油液流经滑阀时产生的局部压力降 Δp(MPa)为

$$\Delta p = \rho \xi \frac{v^2}{2} = 13.8 \times 10^{-4} v^2 \tag{6-4-15}$$

式中 ρ——油液密度，kg/m^3；

ξ——局部阻力系数，通常取 $\xi = 3.0$；

v——油液的流速，m/s。

Δp 的允许值为 0.03～0.04MPa。

4. 油液流速的允许值[v]

由于 Δp 的允许值 $[\Delta p]=3\times10^{-2}\sim4\times10^{-2}$MPa，代入上式，则可得到油液流速的允许值为

$$[v]=\sqrt{\frac{[\Delta p]}{13.8\times10^{-4}}}=\sqrt{\frac{3\times10^{-2}\sim4\times10^{-2}}{13.8\times10^{-4}}}=4.66\sim5.38\text{m/s}$$

5. 滑阀直径 d(cm)

$$d=\frac{Q_{\max}}{2\pi e_1 v}\times\frac{1}{6}=\frac{Q_{\max}}{37.7e_1 v} \tag{6-4-16}$$

式中　$Q_{\max}$——溢流阀限制下的油液最大排量，L/min，一般约为发动机急速时油泵排量的 1.5 倍；

e_1——预开隙，cm；

v——滑阀在中间位置时的油液流速，m/s。

将油液流速的允许值 $[v]=4.66\sim5.38$m/s 代入上式中的 v，即可求出 d，再用滑阀标准直径表作圆整。

6. 滑阀在中间位置时的油液流速 v(m/s)

$$v=\frac{Q_{\max}}{2\pi de_1}\times\frac{1}{6}=\frac{Q_{\max}}{37.7de_1} \tag{6-4-17}$$

式中　$Q_{\max}$，d，e_1——见式(6-4-16)下的说明。

7. 分配阀的泄漏量 ΔQ(cm^3/s)

$$\Delta Q=\frac{\delta^3\cdot\Delta p\cdot\pi d}{12\mu e_2} \tag{6-4-18}$$

式中　δ——滑阀与阀体间的径向间隙，cm，一般 $\delta=0.0005\sim0.00125$cm，计算时取最大间隙；

Δp——滑阀进、出口油液的压力差，MPa；

d——滑阀外径，cm；

e_2——密封长度，cm，$e_2=e-e_1$；

μ——油液的动力粘度，Pa·s。

通常规定 ΔQ 不应大于溢流阀限制下最大排量 $Q_{\max}$ 的 5% ~ 10%。

三、回位弹簧的预紧力和反作用阀直径的确定

与分配阀的反作用力矩相平衡的转向盘力矩为

$$F_h\cdot r_h=z\left(F_p^0\frac{\pi d_r^2}{4}p+c\Delta s\right)\frac{d_s}{2}\tan(\alpha+\rho'_k) \tag{6-4-19}$$

式中　z——反作用阀的对数，在现有车上 $z=1\sim4$；

F_p^0——回位弹簧的预紧力；

d_r——反作用阀直径；

p——油液的压力；

c——一个回位弹簧的刚度；

Δs——反作用阀的行程；

d_s——转向螺杆直径，通常取其平均值；

α_0——转向螺杆螺旋滚道的导程角；

ρ'_k——换算摩擦角。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

回位弹簧预紧力 F_p^0 的选择条件为：动力转向开始起作用时作用在转向盘上的切向力 F_h^0 应达到预定值。根据不同的车型，它的取值范围为 $F_h^0 = 20 \sim 100N$。

当动力转向开始起作用时，$\Delta s = 0$ 及 $p = 0$，代入式(6－4－19)就可求得回位弹簧的预紧力 F_p^0 为

$$F_p^0 = \frac{2F_h^0 r_h}{2d_s \tan(\alpha_0 + \rho'_k)} \tag{6-4-20}$$

由式(6－4－19)可知，加在转向盘上的切向力 F_h 与作用于动力缸活塞上的液压 p 成比例关系，而 p 又与转向车轮的转向阻力矩有关，由此就保证了使司机有"路感"。

反作用阀直径 d_r 的选择是根据在动力缸的最大液压下作用于转向盘上的切向力不应超过 $F_{max} = 100 \sim 150N$ 的条件，并按式(6－4－19)来计算的，即

$$d_r = \sqrt{\frac{4}{\pi p_{max}}\left[\frac{2F_{h\,max} r_h}{z d_s \tan(\alpha_0 + \rho'_k)} - F_p^0 - c\Delta s\right]} \tag{6-4-21}$$

式中 p_{max}——动力缸内液压的最大值；

r_h——转向盘半径；

$z, d_s, \alpha_0, \rho'_k, F_p^0, c, \Delta s$——见式(6－4－19)下的说明。

四、油泵排量与油罐容积的确定

转向油泵的排量应保证转向动力缸能比无动力转向时以更高的转速使汽车转向轮转向，否则动力转向反而会形成快速转向的辅加阻力。油泵排量要达到这一要求，必须满足如下的不等式：

$$Q\eta_V(1-\Delta) \geqslant \frac{\pi}{4} D_c^2 \frac{ds}{dt}$$

式中 Q——油泵的计算排量；

η_V——油泵的容积效率，计算时一般取 $\eta_V = 0.75 \sim 0.85$；

Δ——漏泄系数，$\Delta = 0.05 \sim 0.10$；

D_c——动力缸缸径；

ds/dt——动力缸活塞移动速度，对于图 6－4－1 所示的动力转向结构，

$$ds/dt = \pi d_s n_h \tan\alpha_0$$

式中 n_h——转向盘转动的最大可能频率，计算时对轿车取 $n_h = 1.5 \sim 1.7s^{-1}$；对货车取 $n_h = 0.5 \sim 1.2s^{-1}$，则动力转向系的油泵排量 Q 可表达为

$$Q \geqslant \frac{\pi^2 D_c^2 d_s n_h \tan\alpha_0}{4(1-\Delta)\eta_V} \tag{6-4-22}$$

还应指出：为了驱动动力转向的油泵，发动机需消耗约 2% ～4% 的功率。

油罐的容积不应太小，否则易使高压油路产生气泡。通常油罐容积可取油泵在溢流阀限制下最大排量的 15% ～20%。

第五节 液压动力转向的工作特性

汽车液压动力转向系的工作特性可用其特性曲线(见图 6－4－8)表达。在设计阶段，动力转向系的工作特性曲线可由计算结果绘出，并应以统计数据为基础对其进行评估。

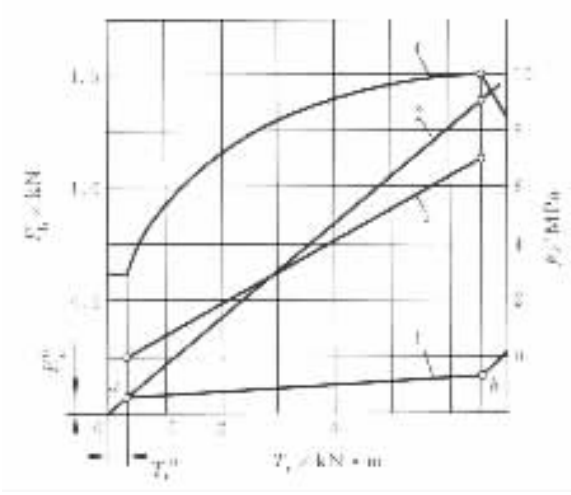


图 6－4－8　某汽车液压动力转向的工作特性曲线图

1,2－分别为有和无转向加力时的转向盘力矩 $F_h r_h$；

3－动力缸内液压 p 的变化；4－动力转向工作的有效性指标 E

图 6－4－8 给出的是俄国 *Урал*—375 汽车液压动力转向的工作特性曲线。由该图可见，无转向加力时作用在转向盘上的力矩 $F_h \cdot r_h$ 与转向车轮的转向阻力矩 T_r 成正比(见图中曲线 2)；而带有转向加力装置时则在 a 点以前加力装置不起作用，转向盘上的切向力 F_h 与 T_r 成正比；在 a 点转向加力装置开始起作用；此后在转向盘上 F_h 的增值仅仅在有限范围内，且是为了引起司机的“路感”。在 b 点转向加力有可能失去作用，这时如果要继续克服转向阻力矩则要求司机急剧增大作用于转向盘上的切向力 F_h(见图中的曲线 1)。

相应于作用在转向盘上的切向力 F_h 的变化特性，动力转向工作的有效性指标 E 也在变化，开始时 $E = 1.0$，然后则急剧增大，最后由于加力作用受到限制而下落(见图中的曲线 4)。

动力缸内的液压 p 也是随着转向阻力矩 T_r 的增大而增大(见图中的曲线 3)。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

第五章 转向传动机构设计

第一节 概 述

转向传动机构是由转向摇臂至左、右转向车轮之间用来传递力及运动的转向杆、臂系统，其任务是将转向器输出端的转向摇臂的摆动转变为左、右转向车轮绕其转向主销的偏转，并使它们偏转到绕同一瞬时转向中心的不同轨迹圆上，实现车轮无滑动地滚动转向。为了使左、右转向车轮偏转角之间的关系能满足这一汽车转向运动学的要求，则要由转向传动机构中的转向梯形机构的精确设计来保证。采用最优化设计方法优选转向梯形结构参数则可得到最佳设计效果。

在非独立悬架汽车的转向系中，转向传动机构由转向摇臂、转向直拉杆、转向节臂、两个相同的转向梯形臂和转向横拉杆组成。后者与左、右转向梯形臂又组成转向梯形机构。转向器在汽车上应这样安置：首先应使转向摇臂下端与纵拉杆铰接的球头中心在转向过程中是在平行于汽车纵向平面的平面内移动；其次，为了使转向纵拉杆与纵置钢板弹簧协调运动以避免转向车轮的摆振，转向摇臂下端的球头中心 B 应尽量与转向节臂与纵拉杆铰接球头中心 A_2 的摆动中心 O_2 重合。

当采用独立悬架时，转向横拉杆要做成分段式的，由中段的横拉杆和两侧的边杆用球铰接组合而成。当汽车直行时摆杆 7 与转向摇臂 1 应对称地位于中段横拉杆的左右两侧并与之垂直地铰接，且在悬架导向机构横臂的纵向摆轴线上，以避免汽车垂向振动引起转向车轮的摆振并使汽车具有良好的直线行驶性能。根据转向器以及分段式转向杆系相对于车轮轴线的布置位置不同，又可有不同的布置方案，如图 6－5－1 所示。与齿轮齿条式转向器匹配的转向杆系结构更简单，如图 6－5－2 所示。

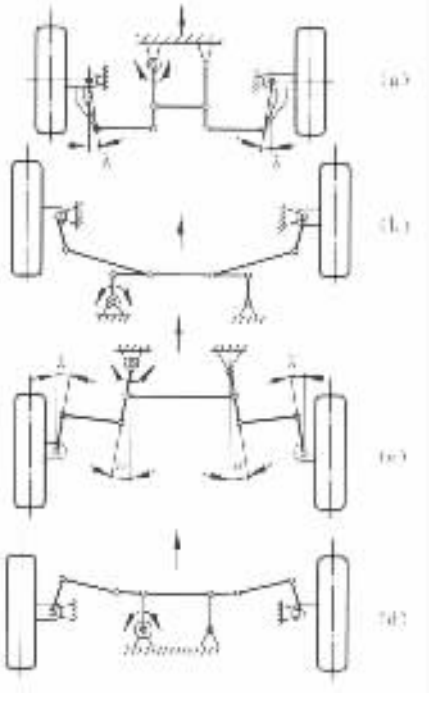


图 6－5－1 用于独立悬架的分段式转向梯形机构的布置方案

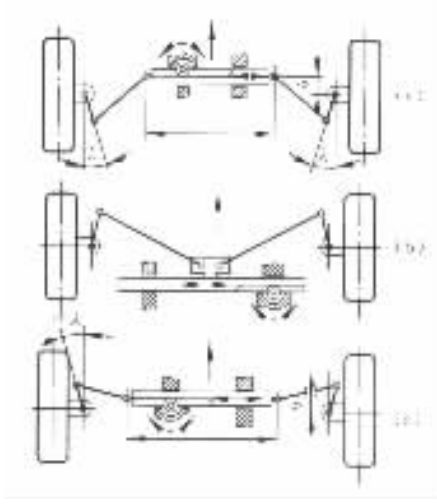


图 6－5－2　与齿轮齿条式转向器匹配的转向杆系布置方案

第二节　转向梯形机构设计

转向梯形机构用来保证转弯行驶时汽车的车轮均能绕同一瞬时转向中心在不同半径的圆周上作无滑动的纯滚动。因此，在设计中首先是要确定转向梯形机构的几何尺寸参数，其次是进行零件的强度计算。

转向梯形机构有整体式的和分段式的两种。整体式的用于非独立悬架的转向轮；分段式的用于独立悬架的转向轮。通常是将转向梯形机构布置在前转向桥之后，且高度不低于前桥横梁或其他防撞件；当布置在前桥之后有困难时，例如当发动机位置很低或汽车前驱动时，也可以布置在前桥之前。

一、整体式转向梯形机构设计

转向梯形机构实际上不能完全精确地满足公式的要求，而只能以足够的工程精度接近该式。即转向梯形机构使公式中的 L 值不再是汽车的轴距 L，而是 $L' < L$（见图 6－5－3）。若令 $L'/L = \lambda$，λ 愈接近 1，则该转向梯形愈能精确地反映公式的要求，转向亦愈顺畅。

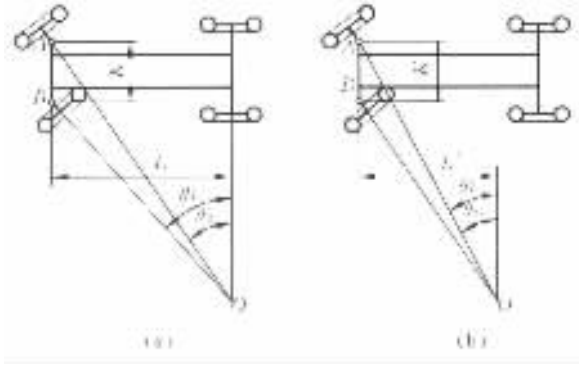


图 6－5－3　不计轮胎侧向弹性时的汽车转向简图

(a)内、外转向轮的理想转角关系；(b)由转向梯形决定的内、外转向轮的实际转角关系

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

由图 6－5－3(b)中的 $\triangle OAB$ 有

$$OA = K\sin\theta_i/\sin(\theta_i - \theta_o)$$

$$L' = K\sin\theta_i\sin\theta_o/\sin(\theta_i - \theta_o)$$

$$\lambda = K\sin\theta_i\sin\theta_o/L\sin(\theta_i - \theta_o) \tag{6-5-1}$$

转向梯形机构的几何尺寸参数有：两转向主销中心线与地面交点间的距离 K，转向横拉杆两端球铰接中心间的距离 n，转向梯形臂长 m 和梯形底角 θ(见图 6－5－4)。根据汽车的总体布置或转向桥的布置图，首先可找出汽车的轴距 L 及转向主销间距 K，再按 $y = m/n = 0.12$，0.14，0.16 在图 6－5－4 的关系曲线图上找出 x，则有

$$\left.\begin{aligned} \theta &= \arctan[xL/(0.5K)] \\ n &= K/(1 + 2y\cos\theta) \\ m &= yn \end{aligned}\right\} \tag{6-5-2}$$

当转向梯形由于布置上的原因需置于转向桥之前时，则转向横拉杆之尺寸 n 要比主销间距 K 更长，则有

$$n = K/(1 - 2y\cos\theta) \tag{6-5-3}$$

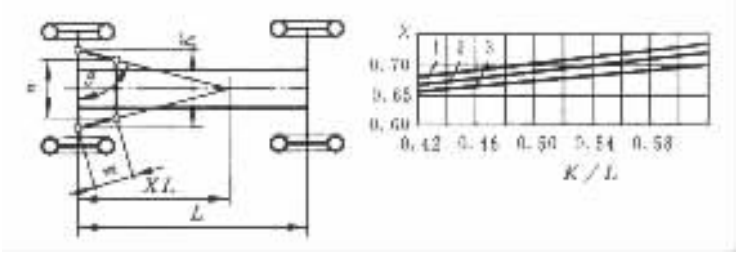


图 6－5－4 转向梯形简图及 x 与 K/L 的关系曲线

1－$y = m/n = 0.12$ 2－$y = 0.14$ 3－$y = 0.16$

当 K，L 确定后，根据图 6－5－4 所示的 y 的三种取值按式(6－5－2)可求得转向梯形的三种尺寸方案，有了这些方案就可对一系列按大小排列的 θ_i 值以图解法确定其相应的 θ_o 值，进而按式(6－5－1)求出 λ 值。然后在同一图上绘制三种梯形方案的 λ 随 θ_i 的变化曲线及 $\lambda = 1$ 的直线。最后选取的梯形方案应是在使用最频繁的转角 θ_i 下其 $\lambda(\theta_i)$ 值最接近 $\lambda = 1$ 直线的那个梯形方案。当汽车采用高弹性轮胎时，转向梯形机构接近于直角形状。为了使转向传动机构能正常工作，内、外转向轮的最大转角之和应满足的条件是：$\theta_{i\,max} + \theta_{o\,max} \leqslant 70°$。

确定整体式后置梯形机构几何尺寸的另一种方法即是过去常采用的图解法校核初选的梯形底角 θ 和梯形臂长 m，看该梯形能否满足公式的理论要求。而校核前是按经验公式确定梯形的初选尺寸，即认为后置梯形的参数。

$$\left.\begin{aligned} x &= \frac{2}{3} \\ m &= (0.11 \sim 0.15)K \end{aligned}\right\} \tag{6-5-4}$$

从而求得

$$\theta = \arctan\frac{4L}{3K} \tag{6-5-5}$$

利用图解法进行校核时，如图 6－5－5 所示，首先从主销中心线延长线与地面的交点 A，B 引后轮中心线的垂直线并得交点 C、D，然后将 AB 线段的中点 E 与 C 联接。EC 线即为理论

上的转向梯形特性线，因为在该特性线上任一点 F 与 A、B 两点连线所组成的 $\angle EAF$ 和 $\angle EBF$ 就是内、外转向轮按公式所应有的转角 θ_i 和 θ_o。这可由图 6－5－5 上的几何关系简单地得到证明：

$$\cot\angle EAF = \frac{AG}{FG} = \frac{AE - EG}{FG};\cot\angle EBF = \frac{BG}{FG} = \frac{BE + EG}{FG}$$

$$\cot\angle EBF - \cot\angle EAF = \frac{2EG}{FG} = \frac{2EA}{AC} = \frac{K}{L} = \cot\theta_o - \cot\theta_i$$

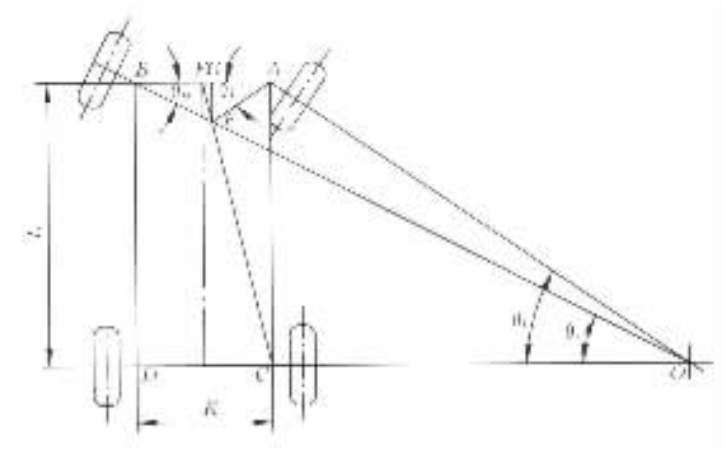


图 6－5－5　理论上的转向梯形特性线 EC

由上式可知：EC 线即为保证内、外转向轮理想的转角关系的理论特性线。以这条理论特性线为标准就可以用图解法来进行校核了。具体作法是：首先根据初选的转向梯形臂长 m 和底角 θ 画出处于中间位置时的转向梯形图。再按给出的内轮转角值 θ_{i1}，θ_{i2}，θ_{i3}，…，用作图法求出外轮的相应转角值 θ_{o1}，θ_{o2}，θ_{o3}，…，然后如图 6－5－5 所示通过 A，B 点绘出内、外轮转角 θ_{i1}，θ_{o1} 的边线，得两边线交点。如此绘出 θ_{i2}，θ_{o2}，θ_{i3}，θ_{o3}，…，的一系列对应转角的相交边线，得一系列的交点，它们的连线便是该初选梯形的实际特性曲线（见图 6－5－6）。应该使实际特性曲线与理论特性线尽可能一致，这可通过选取适当的梯形底角 θ 来达到。至少应使所选择的梯形在常用车轮转角下的实际特性曲线与理论特性线最接近。考虑到轮胎侧向弹性的影响，应使实际的内、外轮转角差小于理论值。通常两种特性线交于 15°～25°之间，并应使 25°以内的实际特性曲线尽量接近理论特性线。

近年来一些文献介绍了转向梯形的优化设计方法，但多将其简化为平面机构，实际上汽车转向车轮都具有外倾角，而其转向主销又具有内倾角及后倾角，所以转向梯形是空间机构。

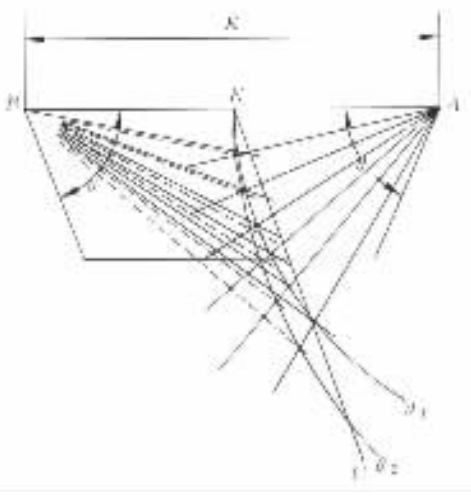


图 6－5－6　用图解法校核初选转向梯形

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

二、分段式转向梯形机构

对于采用独立悬架的汽车转向车轮，转向梯形中的横拉杆应是分段式的，以避免运动干涉，防止一个车轮的上下跳动影响另一个车轮的跳动。图 6－5－2 给出了独立悬架转向桥采用的分段式转向梯形的前置或后置方案。它多由中间的横拉杆和其两侧的边杆以及转向摇臂和与之对称的摆杆组成；当采用齿轮齿条式转向器时则仅有两侧的拉杆与转向节臂相铰接。

分段式横拉杆铰接点（或称断开点）的位置与独立悬架的结构型式有关。采用双横臂式和滑柱摆臂式（McPherson strut，麦克弗逊式）独立悬架时，常用图解法确定横拉杆铰接点的位置，如图 6－5－7 所示。该图是在悬架摆臂轴线的垂直平面上绘出的，其中图（a），（b），（c）为已知双横臂的上横臂$\overline{EC}$、下横臂$\overline{GD}$及转向节臂球销中心 U 在该平面的投影位置，求横拉杆铰接点 T 的投影位置。在图 6－5－7（a），（b）中，图解是这样进行的：按图中的箭头方向绘$\overline{EC}$、$\overline{GD}$的延长线求得立柱$\overline{EG}$的瞬心 P_1 点，再由 P_1 点作直线$\overline{P_1U}$；由$\overline{GE}$、$\overline{DC}$的延长线得 P_2 点；绘$\overline{UE}$的延长线，再过 P_1 点作直线与$\overline{UE}$的延长线交于 P_3 点，并使$\overline{P_1P_3}$线与$\overline{P_1P_2}$线的夹角等于$\overline{P_1G}$与$\overline{P_1U}$线的夹角 α，且当$\overline{P_1U}$高于$\overline{P_1G}$线时，$\overline{P_1P_3}$亦应高于$\overline{P_1P_2}$线；过 P_3 点作$\overline{P_3C}$的延长线交$\overline{P_1U}$线于 T 点，T 即为横拉杆铰接点的理想投影位置。当上、下横臂$\overline{EC}$与$\overline{GD}$平行如图 6－5－7（c）所示，则如上法求出 P_2 点后，则应过 P_2 点绘平行于$\overline{GD}$的平行线，再在$\overline{UE}$的延长线上找出一点，使该点与过 P_2 点的平行线的垂直距离等于 U 点至$\overline{GD}$线的垂直距离，这个点即为 P_3 点，再绘$\overline{P_3C}$的延长线交于过 U 并平行于$\overline{GD}$的线于 T 点，T 即是横拉杆铰接点的理想投影位置。图 6－5－7（d）是采用滑柱摆臂式独立悬架时用图解法求转向横拉杆的铰接点 T 的简图。

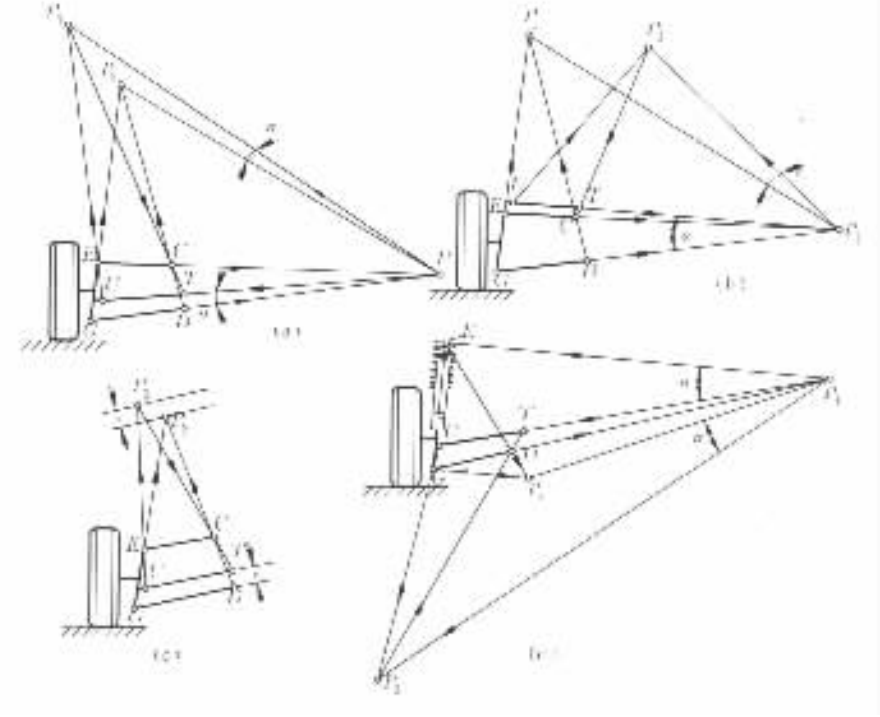


图 6－5－7 用图解法求分段式横拉杆铰接点的位置

图解时先绘下摆臂$\overline{GD}$的延长线，再过滑柱的上支点 E 作滑柱轴线的垂线与$\overline{GD}$的延长线交于 P_1 点；过 G 点作滑柱轴线的垂线与$\overline{ED}$延长线交于 P_2 点；再过 P_1 点作直线与$\overline{UG}$的延长线交于 P_3 点，并使$\overline{P_1P_3}$线在$\overline{P_1P_2}$线之下且与$\overline{P_1P_2}$线的夹角等于$\overline{P_1U}$与$\overline{P_1E}$线的夹角 α；过 P_3 点作$\overline{P_3D}$的延长线与$\overline{P_1U}$线相交于 T 点，T 点即为横拉杆铰接点的理想投影位置。

上述是在前轮未转向的情况下确定横拉杆铰接点的图解法，也适用于对前轮向左、向右转向后的不同位置进行校核。显然，转向后的 U 点位置要变。当车轮转向时 U 点将在垂直于主销中心线$\overline{EG}$的平面上画弧。如果用上述方法确定的横拉杆长度在不同转角下均相等或十分相近，则汽车在直行和转弯中的车轮跳动都不会对转向产生影响。

第二节　转向传动机构的臂、杆与球销

转向摇臂、转向节臂和梯形臂由中碳钢或中碳合金钢如 35Cr，40，40cr 和 40CrNi 用模锻加工制成。多采用沿其长度变化尺寸的椭圆形截面以合理地利用材料和提高其强度与刚度。转向摇臂与转向摇臂轴用三角花键联接，且花键轴与花键孔具有一定的锥度以得到无隙配合，装配时花键轴与孔应按标记对中以保证转向摇臂的正确安装位置。转向摇臂的长度与转向传动机构的布置及传动比等因素有关，一般在初选时对小型汽车可取 100～150mm；中型汽车可取 150～200mm；大型汽车可取 300～400mm。

转向传动机构的杆件应选用刚性好、质量小的 20、30 或 35 号钢的无缝钢管制造，其沿长度方向的外形可根据总布置的需要确定。

转向传动机构的各元件间采用球形铰接，其典型结构如图 6－5－8 所示。球形铰接的主要特点是能够消除由于铰接处的表面磨损而产生的间隙，也能满足两铰接件间复杂的相对运动。在现代球形铰接的结构中均是用弹簧将球头与衬垫压紧。弹簧沿拉杆轴线压紧的结构（见图 6－5－8(a)，(b)，(c)）制造容易，常为中、重型载货汽车所采用。但这种结构有明显的缺点，即弹簧的压紧力必须显著地大于汽车在最坏的行驶条件下作用于拉杆上的轴向力，这对于球头和衬垫的寿命也有不利的影响。弹簧沿球销轴线压紧的结构（见图 6－5－8(d)）无上述缺点。在这种结构中弹簧的弹性压紧力必须显著地大于由于车轮通过不平路面而产生的作用于拉杆的最大垂向惯性力，以免在球形铰接处出现间隙。整体式转向横拉杆两端和分段式横拉杆左右边杆外端的球形铰接应作为单独组件，组装好后以其壳体上的螺纹旋到杆的端部，以使杆长可调以便用于调节前束。其他杆端的球形铰接，其外壳应与杆件制成一整体。球头与衬垫需润滑，并应采用有效结构措施保持住润滑材料及防止灰尘污物进入。

球销与衬垫均采用低碳合金钢如 12CrNi3A，18MnTi 或 20CrNi 制造，工作表面经渗碳淬火处理，渗碳层深 1.5～3.0mm，表面硬度 HRC56～63。允许采用中碳钢 40 或 45 制造并经高频淬火处理，球销的过渡圆角处则用滚压工艺增强。球形铰接的壳体则用钢 35 或 40 制造。

为了提高球头和衬垫工作表面的耐磨性，可采用等离子或气体等离子金属喷镀工艺；对于轿车亦可采用耐磨性好的工程塑料制造衬垫。后者在制造过程中可渗入专门的成分（例如尼龙－二硫化钼），对这类衬垫则可免去润滑。

为了计算转向传动机构零件的强度，首先应确定其计算载荷。如果转向系无动力装置，则转向传动机构的计算载荷可由式（6－2－11）所求得的最大转向阻力矩 T_r 所确定；当装用整体式动力转向器时，则加在转向摇臂上的载荷由最大液压下的动力转向作用力和作用在转向盘轮缘上的极限切向力 $F_{h\,max}$ 所共同确定；当动力缸置于转向传动机构中，则对于位于转向器和

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

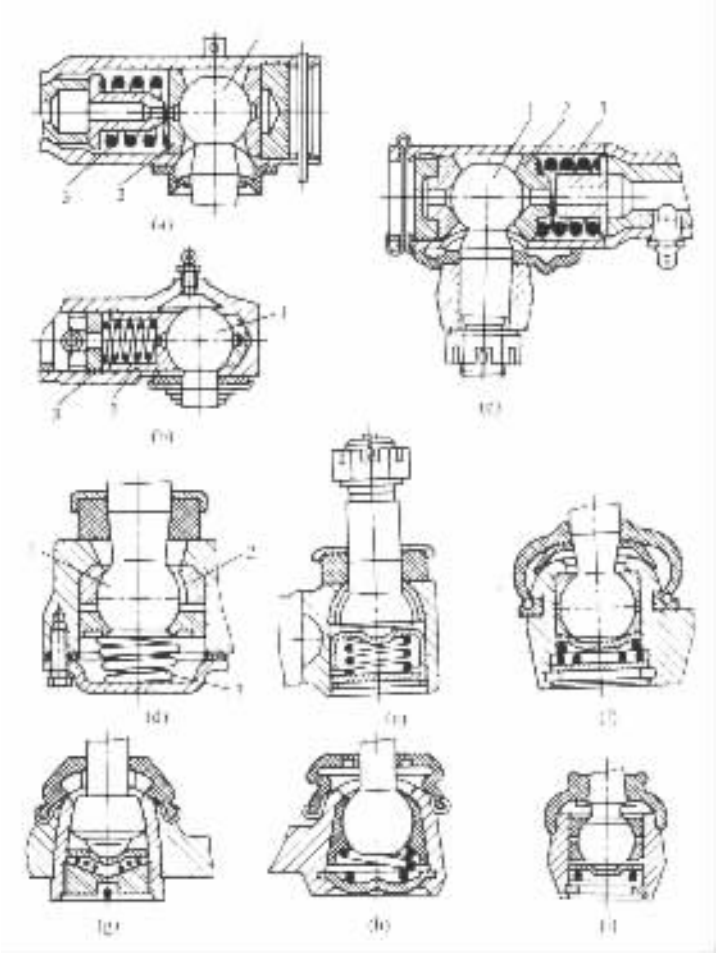


图 6－5－8 汽车转向传动机构的球形铰接

1－球销；2－衬垫；3－压紧弹簧

动力缸之间的转向传动机构零件，其计算载荷可根据作用在转向摇臂轴上的力矩 T 来确定，T 可根据式(6－2－17)为

$$T = F_{h\,max} r_h i_p \eta_+$$

而对于位于动力缸之后的转向传动机构零件，则同时承受着由上式确定的力矩 T 和在最大液压下的动力转向作用力所确定的载荷。

转向摇臂、转向节臂与梯形臂均承受弯矩及扭矩的联合作用，其危险截面在臂的根基处。下面以转向摇臂的强度计算为例。

1. 转向摇臂的强度计算

如图 6－5－9 所示，其危险截面在 $A—A$ 处。根据第三强度理论，在危险截面的最大应力点 a 处，弯、扭联合作用的等效应力为

$$\sigma_{\sum} = \sqrt{(Fl/W_b)^2 + 4(Fe/W_t)^2} \leqslant \frac{\sigma_s}{n} \qquad (6-5-6)$$

式中 F——作用在转向摇臂球形铰接处的力；

W_b，W_t——危险截面的弯曲截面系数和扭转截面系数；

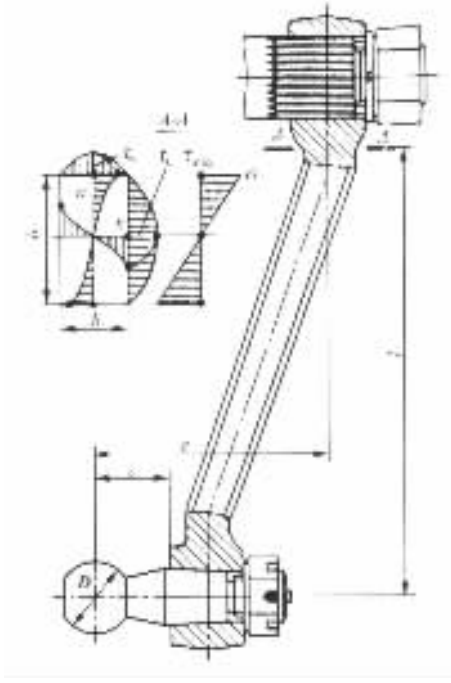


图 6－5－9　转向摇臂与球销及危险截面处的应力图

l，e——见图 6－5－9；

σ_s——材料的屈服极限；

n_s——相对于 σ_s 的强度储备系数，$n_s = 1.7 \sim 2.4$。

对于矩形截面的臂（杆或梁），在其截面的直角顶点处扭转切向应力值为零，最大切向应力发生于侧边中间的 k 点为 τ_k，a 点处的应力为 τ_a，则有

$$\left.\begin{aligned}\tau_k &= \tau_{\max} = Fe/\alpha hb^2 \\ \tau_a &= \eta\tau_{\max}\end{aligned}\right\} \tag{6－5－7}$$

式中　h，b——矩形截面的长边与短边长度；

α，η——与 h/b 有关的系数，查有关手册选取，当 $h/b = 2$ 时，$\alpha = 0.246$，$\eta = 0.795$。但弯、扭联合作用的等效应力如式（6－5－6）所示，其最大应力位于 a 点。

2. 转向纵拉杆与横拉杆的计算

拉杆需计算其受压时的纵向弯曲稳定性。为了防止拉杆受压时产生纵向弯曲，拉杆截面对中性轴的惯性矩 J 可由下式求得：

$$nF \geqslant \pi^2 EJ/l^2 \tag{6－5－8}$$

式中　n——杆的刚度储备系数，一般取 $n = 1.5 \sim 2.5$；

F——杆承受的轴向力；

E——拉伸时杆材料的弹性模量，$E = 2 \times 10^5$ MPa；

l——杆长，按杆两端球铰中心间的距离计。

3. 球销的强度与耐磨性校核

球销的损坏形式主要有球销的断裂与球头的磨损，因此所选定的球销应满足以下条件：

机械设计手册 www.jixiehuiyi.com 免费下载

$$FC/W_b \leqslant 300\text{MPa}$$

$$F/A \leqslant 25 \sim 30\text{MPa}$$

式中 F——作用于球头上的力；

C——球头悬臂部分的尺寸(参见图 6－5－9)；

W_b——球销计算截面的弯曲截面系数；

A——球头承载表面在通过球心并与力 F 相垂直的平面上的投影面积。

第六章　转向操纵机构的防伤安全措施

当汽车发生正面碰撞事故时，由于车身和车架的变形会导致转向轴和转向盘后移，而人体在惯性力的作用下又要往前冲，在这种情况下司机的胸部和头部会碰撞到转向盘上而受伤。现代汽车除在转向盘处安装安全气囊外，还在转向操纵系统如转向盘、转向轴和转向管柱上采取防伤的被动安全措施。国外有关法则还规定：汽车以48.3km/h速度同障碍物正面相撞时，转向轴和转向管柱上部相对于车身未变形部分的位置的最大位移量不得超过127mm；或者试验用人体模型与转向盘的接触力，在它们之间的相对速度为6.7m/s时，不应越过11.35kN。采取的安全措施除了有减小转向轴、转向盘后移量的措施外，还可采用能吸收冲击能量的转向盘、转向轴、转向管柱结构及其他能减轻司机受伤程度的措施。吸收能量的方法可使有关转向零件在撞击时产生弹性变形、塑性变形或摩擦来实现。图6－6－1便是可提高被动安全性的转向盘结构图，其轮缘1包以柔性材料，且向下倾斜的轮幅2具有防护用的柔软镶面。从安全考虑，转向盘应有两个夹角为140°～160°且与轮缘平面向下倾斜不小于20°的轮幅。图6－6－2为采取了防伤安全措施的转向轴结构图，其中图(a)的两段式转向轴1与2由弹性联轴节连接，后者由有α(通常为45°)斜面的突缘3、弹性垫片4(由浸有橡胶的多层帘布制成)和连接螺栓5组成。弹性垫片的轴向变形可以缓和冲击载荷并允许上段轴向下有一定的弹性位移。一旦汽车发生严重的碰撞，两突缘的斜面接触。这时最大轴向力由弹性垫片的强度决定。

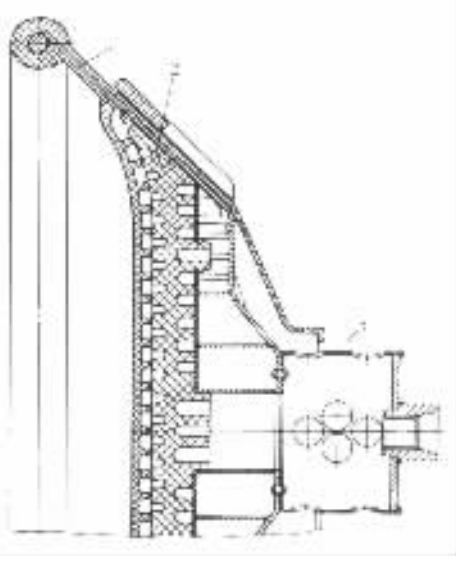


图6－6－1　提高被动安全性的转向盘
1－用柔性材料包饰的轮缘；2－具有防护用的柔软镶面且向下倾斜的轮幅；3－撞击下可塑变的轮毂

$$F_a = F_r \tan\alpha = \alpha_0 t \delta k_1 k_2 \sigma_b \tan\alpha \qquad (6-6-1)$$

式中　F_r——径向力；

α——突缘斜面的倾角；

α_0——实际断面宽度；

t——弹性垫片厚度；

δ——弹性垫片数目；

k_1——考虑弹性垫片不同时的断裂系数，$k_1 = 0.85$；

k_2——考虑危险断面边缘的帘线完整性被破坏的系数，$k_2 = 0.80$；

σ_b——拉伸应力，对于浸有橡胶的多层帘布，取$\sigma_b = 5.5$MPa。

根据给定的最大轴向力(例如可取为$F_a = 9$kN)可以求出弹性联轴节需要的尺寸和突缘斜

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

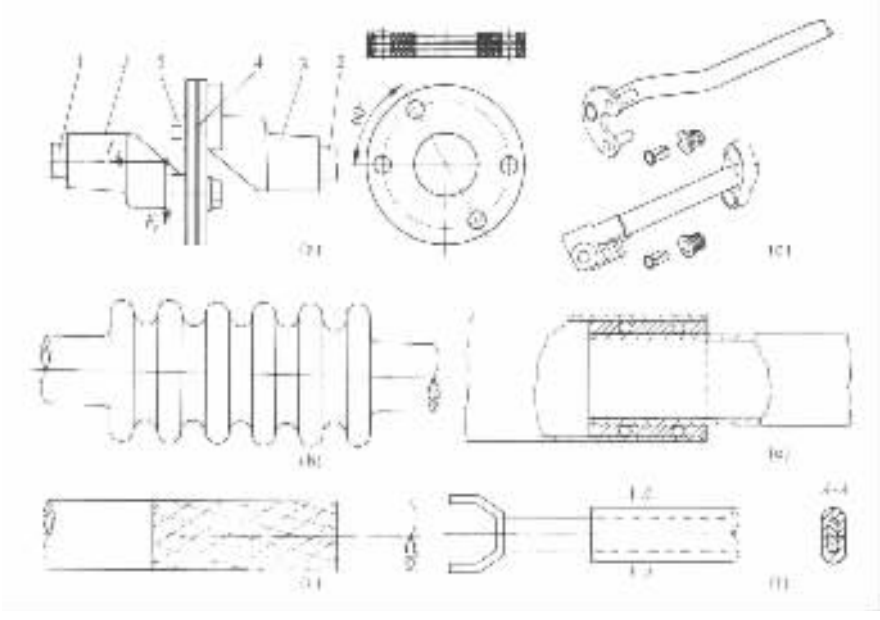


图 6－6－2 采取了防伤安全措施的转向轴结构图

(a)具有弹性联轴节的两段式轴向轴；(b)波纹管式转向轴；(c)网格式转向轴；(d)由双销联接的两段式转向轴；(e)装有钢球的双层管式转向轴；(f)两段滑配式转向轴

面的倾角。

图 6－6－2(b)，(c)分别为波纹管式和网格式转向轴的结构原理图。这两种转向轴在汽车发生正面碰撞时均会产生压缩变形而吸收撞击能量，起到缓冲作用，并使转向盘的后移量减小。图 6－6－2(d)所示为由双销联接的两段式转向轴，由上、下两段组成。正常行驶时，上、下两段通过销与孔的配合来传递转向力矩，撞车时上、下两段轴能及时脱开而避免转向盘后移，以保证司机的安全。图 6－6－2(e)是装有钢球的双层管式轴向轴的结构原理图，撞车时由于司机冲向转向盘使其内、外管产生相对运动，而管与球之间又有较大的过盈量从而产生较大的摩擦力，吸收撞击能量，起到安全作用。图 6－6－2(f)为两段滑配式转向轴的结构原理图，撞车时转向轴的两段可相对滑动，从而避免了转向盘的后移，但几乎不吸收能量。还有一种两段式转向轴，其上、下两段用轴一孔滑动配合联接，且在配合处用塑料销钉横穿两件做轴向定位。当汽车发生强烈正面撞击，塑料销钉可被剪断，两段轴间产生相向移动，防止转向盘后移伤害司机。有的汽车转向系在转向轴与转向器之间加装双万向节的传动轴，这种结构在保证等速传动的同时，通过合理的布置也能有效地减小车辆撞击时方向盘的后移量，保证司机的安全。

对转向管柱也可采用上述波纹管式、网格式、装有钢球的双层管式等防止伤害司机的结构措施。图 6－6－3 则是另一种两段式吸能转向管柱的结构原理图。如图所示，上、下两段转向管柱压入两端内壁各有两排凸包的套管，而图上未画出的转向轴则用滑配的花键联接。为保证给定的压配力应计算套管间需要的过盈量 Δ：

$$\Delta = \frac{nF_r}{4\pi E}\left(\frac{\lambda_o}{h_t} + \frac{\lambda_i}{h_t}\right) \tag{6-6-2}$$

式中 n——相互平衡的径向力数或套管内壁上的凸包数；

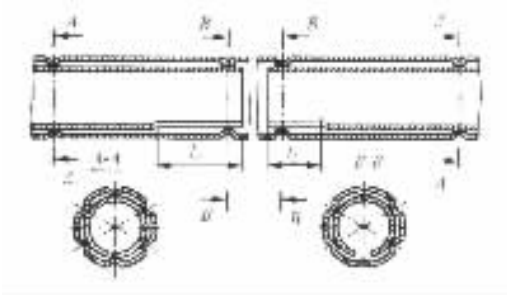


图 6－6－3　两段式吸能转向管柱

F_r——套管间在计算断面接触点处的法向力；

E——管材料的弹性模量；

h_t——套管壁厚；

λ_i，λ_o——内、外套管的系数；

$$\left.\begin{aligned}\lambda_i &= \sqrt[4]{3(1-\mu^2)\left(\frac{R_i}{h_t}\right)^2}\\ \lambda_o &= \sqrt[4]{3(1-\mu^2)\left(\frac{R_o}{h_t}\right)^2}\end{aligned}\right\}\qquad(6-6-3)$$

μ——泊松比；

R_i，R_o——内、外套管的平均半径。

撞车时，作用在转向管柱上的最大轴向力 $F_{a\,max}$ 由套管间的压配力所限制，即

$$F_{a\,max} = F_r f$$

式中　f——套管加工表面之间无润滑时的摩擦系数。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

第七章 转向减振器

转向减振器为在缸筒内充满油液的筒式减振器，有单筒式（见图 6－7－1）与双筒式（见图 6－7－2）之分。它是利用其活塞移动时缸筒内油液分子间摩擦产生的粘性阻尼、通过阀孔时的阻尼以及克服压紧阀门的弹簧力来衰减振动的。可用于衰减转向车轮的摆振、转向操纵机构的振动及缓和来自路面的冲击载荷。

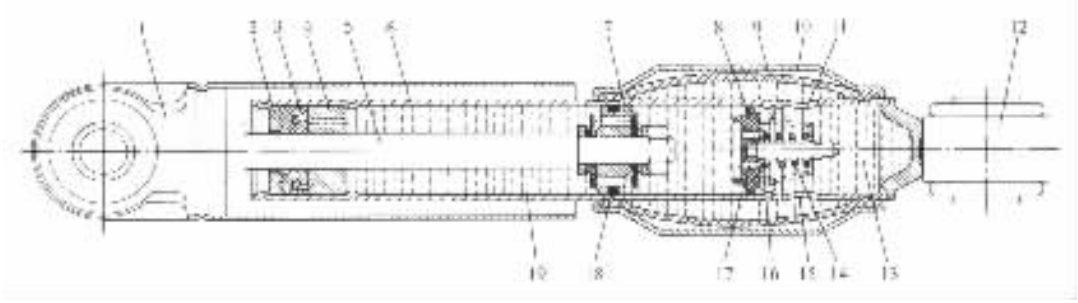


图 6－7－1 单筒式转向减振器的结构图

1，12－上、下吊耳；2－支承板；3－油封；4－活塞杆导座；5－活塞杆；6－缸筒；7－活塞；8－阀体；9－胶囊；10－储气室外壳；11－孔；13－补偿室；14－弹簧；15－孔；16－阀板；17－小孔；18－活塞环；19－工作腔

图 6－7－2 双筒式转向减振器的结构简图

1－活塞杆；2－防尘罩；3－内缸筒；4－活塞；5－外缸筒；6－底阀；
7－油液；8－储气室；9－胶囊；10－活塞杆导座；11－油封

转向减振器常水平地置于转向横拉杆附近，装于转向杆与车身或车架之间。

单筒式转向减振器如图 6－7－1 所示。它设有补偿室 13，工作时补偿室的容积会发生变化，故补偿室常由具有弹性的胶囊 9 形成。在胶囊 9 与外壳 10 之间为储气室。压缩行程时油液推开活塞 7 上的流通阀的弹性档片并流过流通孔，同时由活塞推动的油液推开阀体 8 上的压缩阀阀板后进入补偿室，使胶囊膨胀。拉伸行程时油液推开活塞 7 上的复原阀的弹性档片并流过复原孔，同时胶囊依靠其自身的弹性复位，使补偿室内的油液推开阀体 8（有的结构在阀体上开有补偿阀，这时补偿阀打开）后进入工作腔，以补偿活塞移动后所空出的容积。油液如此往复地通过这些阀孔时，不仅要克服压紧各阀的弹簧力、阀孔处的阻尼，而且还有在油液的分子间摩擦产生的粘性阻尼，这些就会逐步地衰减活塞杆往复运动所形成的振动。

为了衰减以转向车轮的左、右摆动为特征的所谓“摆振”，转向减振器的减振特性应是对称

的，即拉伸和压缩行程 s 有对称的阻尼力 F。

图 6－7－2 为双筒式转向减振器的结构简图。这里，活塞所在的内缸筒之外又有一外缸筒。两缸筒之间的中间部位是由胶囊形成的储气室。活塞和底阀上各有两个流向相异的单向阀。内缸筒在活塞以上充满油液的空间称为上工作腔；活塞以下充满油液的空间称为下工作腔；内、外缸筒之间储气室以外的充满油液的空间称为补偿室。活塞杆导座上有油孔使上工作腔与补偿室联通。其工作原理与单筒式转向减振器类似，这里不再赘述。

设计时应注意：如果活塞单位行程所对应的储气室体积过小，则活塞杆伸缩时储气室内气体体积变化率就很大。而变化率过大则会增大不同行程方向下的阻尼差异，这是不希望的。因此，应尽量增大储气室的长度，使室内气体的体积较大而相对变化率较小。为了避免转向减振器连接部位被卡住，设计时应注意使其在所有工作位置时产生的弯曲力矩最小。当工作中的摆动角较大时，可采用球形铰接。防尘罩是防止泥沙及石块等污染或损伤活塞杆的一种保护装置。因转向减振器为横向布置，泥雪等污物易进入保护罩和活塞杆之间，为了方便排除，可设置除尘孔。

对于具有动力转向装置的转向系，它本身就有缓和冲击和振动的功能，不必再装转向减振器。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

第八章 轿车的四轮转向

四轮转向系统(4WS)是现代轿车采用的一项提高汽车操纵稳定性、操纵轻便性和机动性的关键技术措施。

四轮转向汽车的后轮不仅可以与前轮同方向偏转,而且也可以与前轮的偏转方向相反。其偏转规律是:在高速行驶或转向盘转角小时,前、后车轮的偏转方向相同;而在低速行驶或转向盘的转角大时,后轮的偏转方向与前轮的相反。后轮按一定比例与前轮同向偏转时,可提高汽车高速行驶或在侧向风力作用下时的操纵稳定性;后轮与前轮的偏转方向相反时,可改善汽车中、低速行驶的操纵稳定性、低速时的操纵轻便性及减小汽车的最小转弯半径。

轿车四轮转向的控制系统有以下四种类型:

(1)根据汽车横向加速度 – 车速进行控制
(2)根据前轮转角 – 车速进行控制
} 微小转角控制

(3)根据前轮转角进行控制
(4)根据转角比 – 车速进行控制
} 大转角控制

在上述四项控制系统中前两项属微小转角控制,后两项为大转角控制。

1. 四轮转向系统小转角控制

(1)根据汽车横向加速度 – 车速进行控制的 4WS 系统

这种控制系统于 1985 年开始采用于大量生产的汽车上,图 6 – 8 – 1 为其系统简图。其结构是在前轮的动力转向器上再加装一个后轮控制阀,使产生一个与横向加速度成比例且与前轮转向阻力相平衡的油压,再将具有该压力的油液引入后轮转向的执行机构(见图 6 – 8 – 2),后者的动力缸中装有高刚性弹簧,当引入的油压与之达到平衡时,输出杆便产生移动并使左右后轮偏转。

图 6 – 8 – 3 为这种控制系统的工作特性曲线,它表示后轮转向角与汽车横向加速度及车

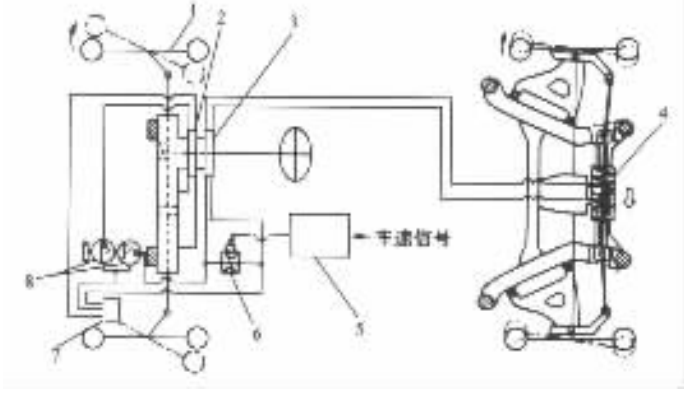


图 6 – 8 – 1 按横向加速度 – 车速进行控制的 4WS 系统

1 – 前轮;2 – 前轮控制阀;3 – 后轮控制阀;4 – 后执行机构的动力缸;
5 – 控制器;6 – 电磁阀;7 – 油罐;8 – 油泵

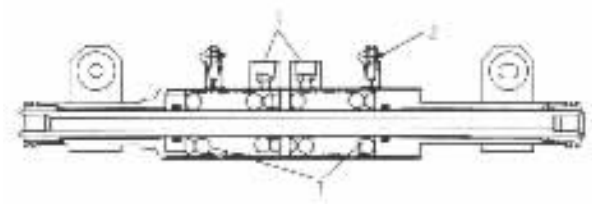


图 6－8－2　按横向加速度－车速进行控制的 4WS 系统的后执行机构

1－接后轮控制阀；2－排气阀；3－弹簧

速的关系。

图 6－8－4 是按横向加速度－车速进行控制的四轮转向系统的另一种结构，它是根据油泵的流量获得车速信号而不用前轮动力缸的油压，其后轮动力缸也与前一种系统的不同，利用控制阀控制后轮动力缸，使后轮转向。

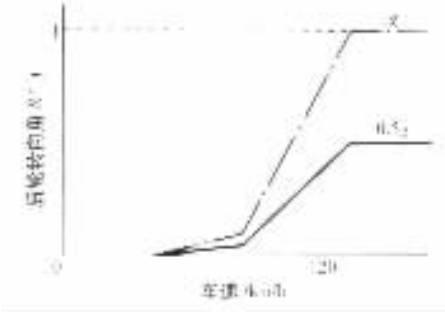


图 6－8－3　按横向加速度－车速进行控制的 4WS 系统的工作特性

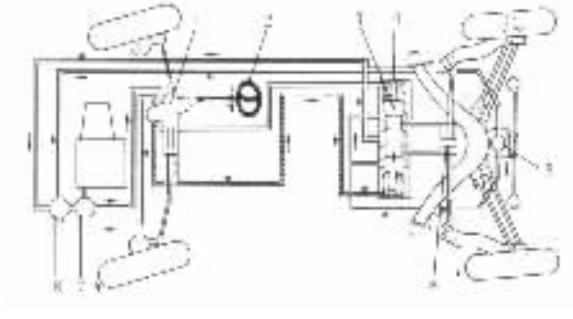


图 6－8－4　按横向加速度－车速进行控制的 4WS 系统的另一种结构

1－转向器；2－转向盘；3－滑阀；4－控制阀；5－后轮控制系统用油泵；6－动力缸；7－油泵；8－油罐

(2)根据前轮转角－车速进行控制的 4WS 系统

为了进一步提高汽车的高速性能，1989 年又推出了一种比较复杂的四轮转向控制系统，该系统是根据前轮转角－车速进行控制的。如图 6－8－5 所示，从油泵出来的油液直接流入电磁伺服阀(图 6－8－6)，按计算机指令控制油液流入后轮执行机构。根据转向盘转角传感器的信号由计算机转换为转向角速度及角加速度，对后轮的转向进行控制。在车辆以中、低速行驶而快速转向时，能够使后轮瞬间反向偏转，这就大大地提前了车辆回转运动，改善了转向反应性能。图 6－8－7 为这种四轮转向控制系统的后轮转角特性。

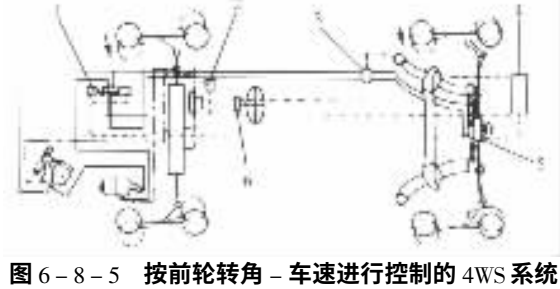


图 6－8－5　按前轮转角－车速进行控制的 4WS 系统

1－电磁阀；2－车速传感器；3－断流阀；4－控制器；5－动力缸；6－转角传感器

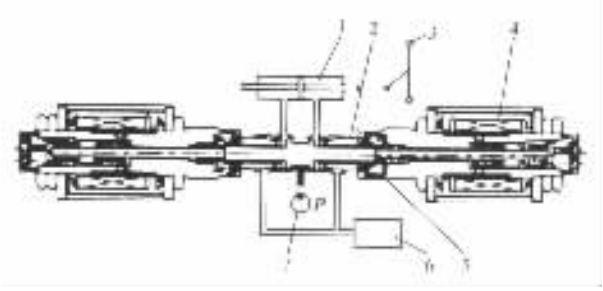


图 6－8－6 按前轮转角－车速进行控制的 4WS 系统的电磁伺服阀

1－动力缸；2－滑阀；3－后轮；4－电磁阀；5－定心弹簧；6－油罐；7－油泵

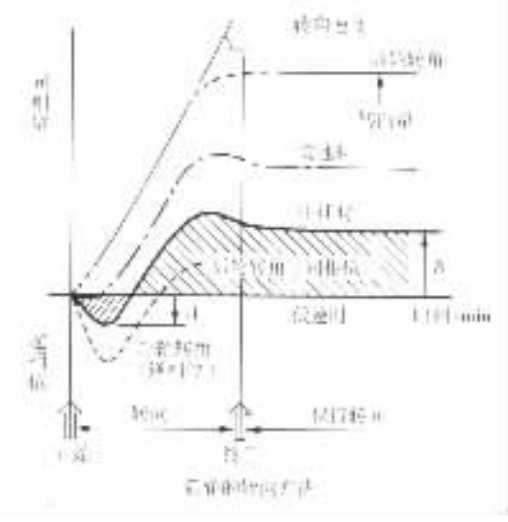


图 6－8－7 按前轮转角－车速进行控制的 4WS 系统的后轮转角特性

2. 四轮转向系统大转角控制

这是既能保证高速行驶稳定性又能获得小转弯半径的四轮转向系统。它有两种类型：

(1)根据前轮转角进行控制的 4WS 系统

为了将前轮转角信息传给后轮，在前轮的液压助力齿轮齿条式转向器的齿条处安装了后轮转向齿轮，其作用是将齿条的轴向移动转变为后轮转向齿轮的转动，进而通过一根两端具有万向节并通向两后轮之间的后轮转向机构的长轴，驱动后轮转向机构的偏心轴旋转。如图 6－8－8 所示，当偏心轴旋转时，其上的曲柄销将带动行星齿轮绕固定的齿圈作自转和公转，使行星齿轮上的曲柄销作弧形运动，进而通过滑块和导向器驱动后轮转向机构的输出轴使后轮偏转。为了保证汽车在高速行驶而转向盘转角较小时使后轮作有限的与前轮同方向的偏转，在低速行驶而转向盘转角较大时(如急转弯)使前、后轮作相反方向的偏转，可通过选择适当的行星齿轮系的传动比和两个曲柄销的偏心距来达到。图 6－8－9 是后轮转向机构的输入输出特性。图 6－8－10 是整个控制系统的特性。

(2)根据转角比－车速进行控制的 4WS 系统

这里所说的转角比是指后轮转角对前轮转角之比。即这里的四轮转向控制系统是由后轮转角与前轮转角之比及车速进行控制的，其工作特性如图 6－8－11 所示。为得到这种特性，

首先需将前轮转角的信息传给后执行机构。这一任务的完成方式与前一系统基本相同。即通过将前轮的液压助力齿轮齿条式转向器齿条的轴向移动转变为通往后执行机构的长轴的转动并传给后执行机构的方式进行。但这里的后执行机构则是另一种结构，它由动力装置和相位控制部分组成。动力装置是以油液压力为动力，由柱式滑阀和动力缸构成；相位控制部分如图6－8－12所示，由锥齿轮（与输入轴上的小锥齿轮相啮合）、控制叉和控制杆（与控制阀相连）等构成。车速传感器将信号传给控制器，后者又与步进电机相连。控制叉转动的角度及方向借助步进电机驱动蜗轮机构进行摆动，实现对后轮同相位或逆相位的转向控制。

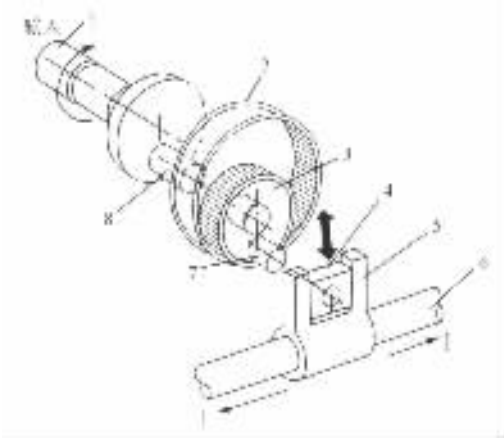


图6－8－8　后轮转向机构原理图

1－偏心轴；2－齿圈（固定的）；3－行星齿轮；4－滑块；5－导向器；6－输出杆；7，8－曲柄销

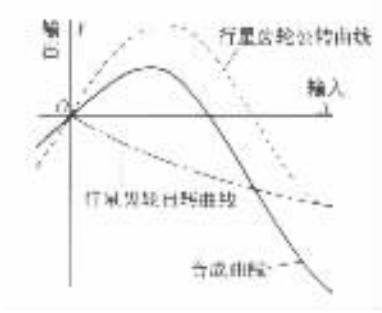


图6－8－9　后轮转向机构的输入输出特性

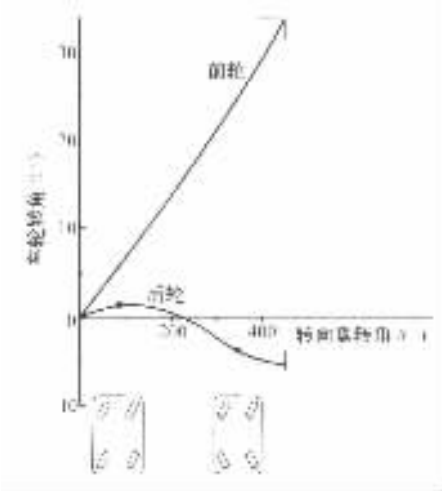


图6－8－10　按前轮转角进行控制的4WS系统的车轮转角特性

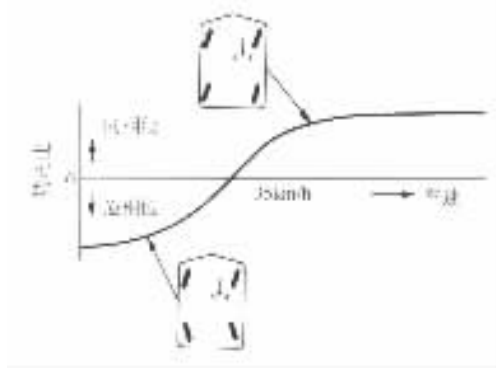


图6－8－11　按转角比－车速进行控制的4WS系统的工作特性

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

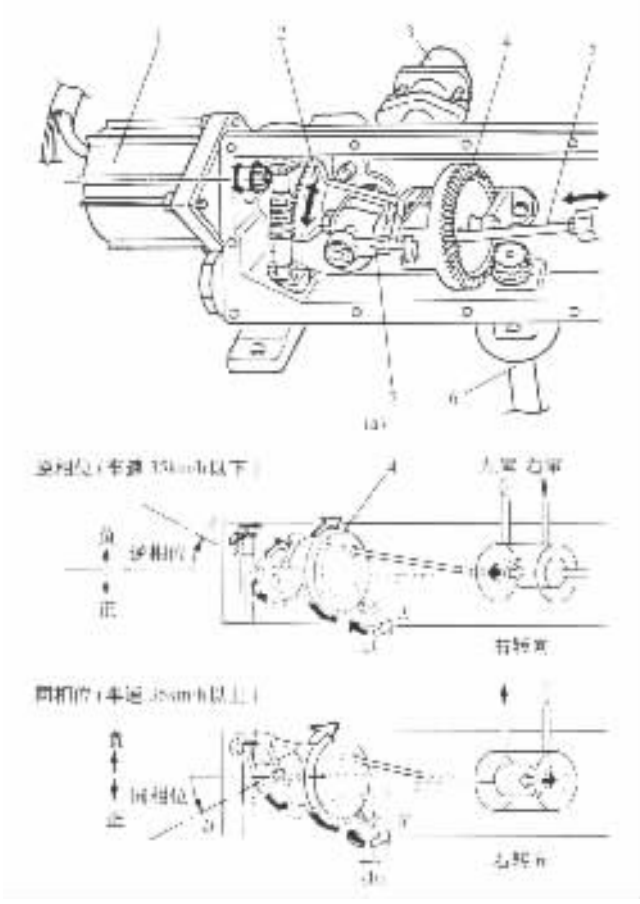


图 6－8－12 后执行机构的工作原理图

1－步进电机；2－控制叉(扇齿)；3－后转向控制传感器；4－锥齿轮
5－控制杆；6－后轮转向机构输入轴；7－摆杆；

第七篇
汽车制动系统设计

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

第一章　汽车制动系统概述

第一节　概述

使行驶中的汽车减速甚至停车，使下坡行驶的汽车的速度保持稳定，以及使已停驶的汽车保持不动，这些作用统称为汽车制动。

对汽车起到制动作用的是作用在汽车上，其方向与汽车行驶方向相反的钞力。作用在行驶汽车上的滚动阻力、上坡阻力、空气阻力都能对汽车起制动作用，但这些外力的大小都是随机的、不可控制的。故汽车上必须装设一系列专门装置，以便驾驶员能根据道路和交通等情况，借以使外界（主要是路面）在汽车某些部分（主要是车轮）施加一定的力，对汽车进行一定程度的强制制动。这种可控制的对汽车进行制动的外力称为制动力。这样的一系列专门装置即称为制动系统（俗称制动系）。

1. 制动系的工作原理

一般制动系的工作原理可用图 7－1－1 所示的一种简单的液压制动系示意图来说明。一个以内圆面为工作表面的金属制动鼓 8 固定在车轮轮毂上，随车轮一同旋转。在固定不动的制动底板 11 上，有两个支承销 12，支承着两个弧形制动蹄 10 的下端。制动蹄的外圆面上又装有一般是非金属的摩擦片 9。制动底板上还装有液压制动轮缸 6，用油管 5 与装在车架上的液压制动主缸 4 相连通。主缸中的活塞 3 可由驾驶员通过制动踏板 1 来操纵。

制动系不工作时，制动鼓的内圆面与制动蹄摩擦片的外圆面之间保持有一定的间隙，使车轮和制动鼓可以自由旋转。

要使行驶中的汽车减速，驾驶员应踩下制动踏板 1，通过推杆 2 和主缸活塞 3，使主缸内的油液在一定压力下流入轮缸，并通过两个轮缸活塞 7 推使两制动蹄绕支承销转动，上端向两边分开而以其摩擦片压紧在制动鼓的内圆面上。这样，不旋转的制动蹄就对旋转着的制动鼓作用一个摩擦力矩 M_μ，其方向与车轮旋转方向相反。制动鼓将该力矩 M_μ 传到车轮后，由于车轮与路面间有附着作用，车轮对路面作用一个向前的周缘力 F_μ 同时路面也对车轮作用着一个向后的反作用力，即制动力 F_B。制动力 F_B 由车轮经车桥和悬架传给车架及车身，迫使整个汽车产生一定的减速度。制动力愈大，则汽车减速度也愈大。当放开制动踏板时，复位弹簧 13 即将制动蹄拉回复位，摩擦力矩肘 M_μ 和制动力 F_B 消失，制动作用即行终止。

图 7－1－1 所示的制动系中，主要由制动鼓 8、带摩擦片 9 的制动蹄 10 构成的对手警堆棚制动力矩（摩擦力矩 M_μ）以阻碍其转动的部件称为制动器。

显然，阻碍汽车运动的制动力 F_B 不仅取决于制动力矩 M_μ 还取决于轮胎与路面间的附着条件。如果完全丧失附着，则这种制动系事实上不可能产生制动汽车的效果。不过，在讨论制动系的结构问题时，一般都假定具备良好的附着条件。

2. 制动系的组成

任何制动系都具有以下四个基本组成部分：

1)供能装置——包括供给、调节制动所需能量以及改善传能介质状态的各种部件。其中产生制动能量的部分称为制动能源。人的肌体亦可作为制动能源,如图 7－1－1 所示。

。2)控制装置——包括产生制动动作和控制制动效果的各种部件。图 7－1－1 中的制动踏板机构 1 即是最简单的一种控制装置。

3)传动装置——包括将制动能量传输到制动器的各个部件,如图 7－1－1 中的制动主缸 4 和制动轮缸 6。

4)制动器—产生阻碍车辆的运动或运动趋势的力(制动力)的部件,其中也包括辅助制动系中的缓速装置。

较为完善的制动系还具有制动力调节装置以及报警装置、压力保护装置等附加装置。

3. 制动系的类型

1)按制动系的功用分类:

(1)行车制动系——使行驶中的汽车减低速度甚至停车的一套专门装置。它是在行车过程中经常使用的。

(2)驻车制动系——使已停驶的汽车驻留原地不动的一套装置。

(3)第二制动系——在行车制动系失效的情况下保证汽车仍能实现减速或停车的一套装置。在许多国家的制动法规中规定第二制动系也是汽车必须具备的。

(4)辅助制动系——在汽车下长坡时用以稳定车速的一套装置。例如,经常行驶在山区的汽车,若单靠行车制动系来达到下长坡时稳定车速的目的,则可能导致行车制动系的制动过热而降低制动效能,甚至完全失效。故山区用汽车还应具备此装置。

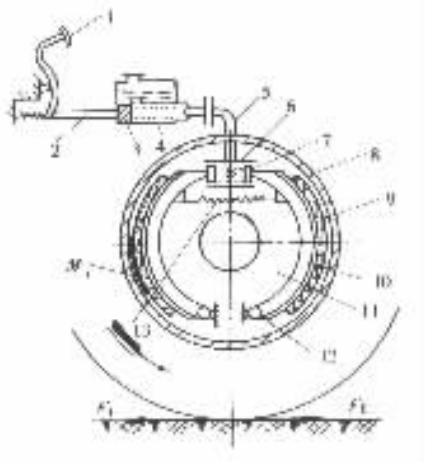


图 7－1－1 制动系工作原理示意图

1－制动踏板;2－准杆;3－主缸活塞;4－制动主缸;5－油管;6－制动轮缸;7－轮缸活塞;8－制动鼓;9－摩擦片;10－制动蹄;11－制动底板;12－支承销;13－制动蹄复位弹簧

制动力矩和制动力的大小可以在驾驶员的控制下,在一定范围内逐渐变化的制动称为渐进制动。显然,行车制动系必须能实现渐进制动。驻车制动系则无此必要。过去,第二制动系也称为应急制动系或备用制动系,其作用有的是渐进的,有的则是非渐进的。但按国际标准化组织(ISO)规定的定义,第二制动系的作用必须是渐进的。故本书中将那种只在行车制动系失效时使用,但其作用是非渐进的制动系仍称为应急制动系,以资区别。

2)按制动系的制动能源分类:

(1)人力制动系——以驾驶员的肌体作为唯一的制动能源的制动系。

(2)动力制动系——完全靠由发动机的动力转化而成的气压或液压形式的势能进行制动的制动系。

(3)伺服制动系——兼用人力和发动机动力进行制动的制动系。

按照制动能量的传输方式,制动系又可分为机械式、液压式、气压式和电磁式等。同时采用两种以上传能方式的制动系可称为组合式制动系。

其传动装置采用单一的气压或液压回路的制动系为单回路制动系。这种制动系中,只要有一处损坏而漏气(油),整个系统即行失效。故自 60 年代中期以来,愈来愈多的汽车在行车制动系中采用了双回路结构。在双回路制动系中,所有行车制动器的气压或液压管路分属于

格格功课 www.ggzx.com 免费下载

两个彼此隔绝的回路。这样,即使其中一个回路失效,还能利用另一回路获得较原先为小的制动力。我国自 1988 年 1 月 1 日开始,规定所有汽车必须采用双回路制动系。

第二节　制动器

如前节所述,制动器是制动系中用以产生阻碍车辆的运动或运动趋势-的力的部件。后一提法适用于驻车制动器。除了竞赛汽车上才装设的、通过张开活动翼板以增加空气阻力的空气动力缓速装置以外,一般制动器都是通过其中的固定元件对旋转元件施加制动力矩 ;使后者的旋转角速度降低,同时依靠车轮与路面的附着作用,产生路面对车轮的制动力以使汽车减速。

凡利用固定元件与旋转元件工作表面的摩擦而产生制动力矩的制动器都称为摩擦制动器。除本章第七节所讨论的各种缓速装置以外,行车、驻车及第二(或应急)制动系所用的制动器几乎都属于摩擦制动器。

目前各类汽车所用的摩擦制动器可分为鼓式和盘式两大类。前者的摩擦副中的旋转元件为制动鼓,其工作表面为圆柱面 ;后者的旋转元件则为圆盘状的制动盘,以端面为工作表面。

旋转元件固装在车轮或半轴上,即制动力矩直接分别作用于两侧车轮上的制动器称为车轮制动器。旋转元件固装在传动系的传动轴上,其制动力矩须经过驱动桥再分配到两侧车轮上的制动器则称为中央制动器。车轮制动器一般用于行车制动,也有兼用于第二制动(或应急制动)和驻车制动的。中央制动器一般只用于驻车制动和缓速制动。

一、鼓式制动器

鼓式制动器有内张型和外束型两种。前者的制动鼓以内圆柱面为工作表面,在汽车上应用广泛 ;后者制动鼓的工作表面则是外圆柱面,目前只有极少数汽车用作驻车制动器。

内张型鼓式制动器都采用带摩擦片的制动蹄作为固定元件。位于制动鼓内部的制动蹄在一端承受促动力时,可绕其另一端的支点向外旋转,压靠到制动鼓内圆面上,产生摩擦力矩(制动力矩)。凡对蹄端加力使蹄转动的装置统称为制动蹄促动装置。

图 7 – 1 – 1 所示的制动器以液压制动轮缸作为制动蹄促动装置,故称为轮缸式制动器。此外还有用凸轮作为促动装置的凸轮式制动器和用楔作为促动装置的楔式制动器等。

(一)轮缸式制动器

1. 领从蹄式制动器

图 7 – 1 – 2 所示的北京 BJ2020N 型汽车的后制动器即为领从蹄式制动器。作为旋转元件的制动鼓 18 固装在车轮轮毂的凸缘上。作为固定部分零件装配基体的制动底板 3 用螺栓与后驱动桥壳半轴套管上的凸缘连接(前轮制动器的制动底板则应与前桥转向节的凸缘连接)。用钢板料焊接成 T 形截面的前后两制动蹄 1 和 9,以其腹板下端的孔分别同两支承销 11 上的偏心轴颈作动配合。制动蹄的外圆面上,用埋头铆钉铆接着一般用石棉纤维及其他物质混合压制而成的摩擦片 2。铆钉头顶端埋入深度约为新摩擦片厚度的一半。

属于液压传动装置的制动轮缸 19 直接作为制动蹄促动装置,也用螺钉装在制动底板上,因而在结构上它又成为制动器的不可分割的组成部分。制动蹄腹板的上端松嵌入压合在轮缸活塞 5 上的顶块 6 的直槽中。两制动蹄由复位弹簧 4 和 10 拉拢,并以焊在腹板上的锁销 8 紧靠着装在制动底板上的调整凸轮 7。限位杆 15 借螺纹旋装在制动底板上。弹簧 14 使制动蹄

腹板紧靠着限位杆 15 中部的台肩，借以防止制动蹄的轴向窜动。

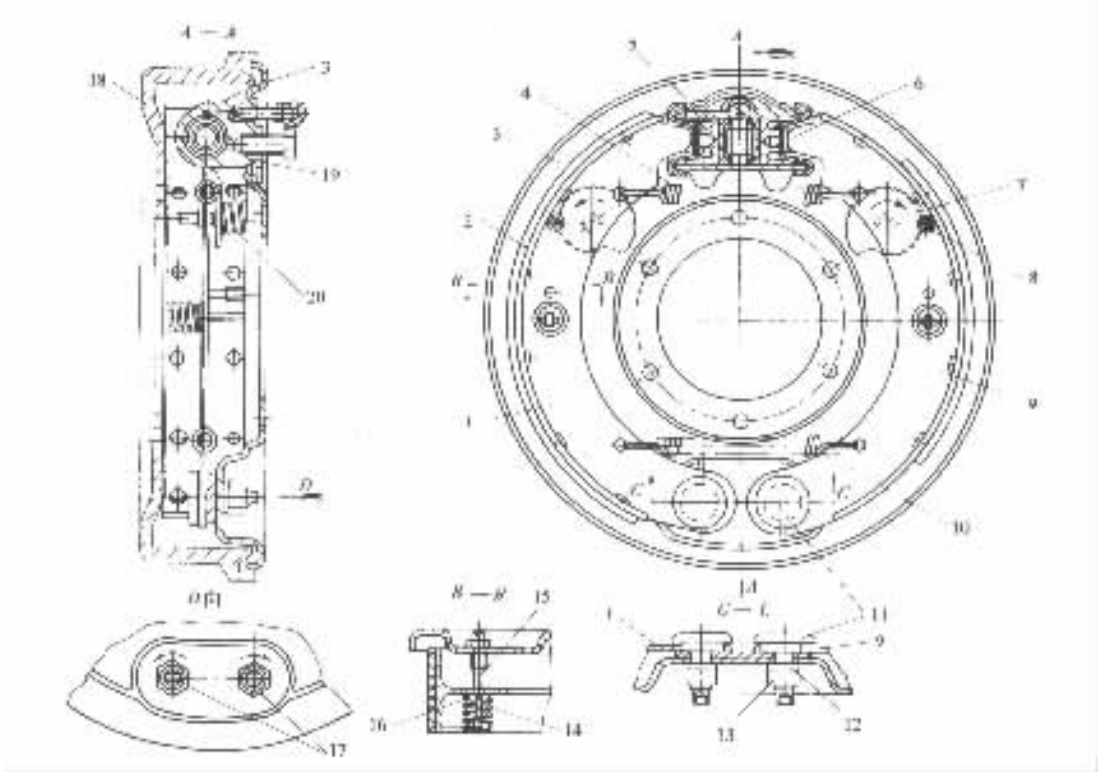


图 7－1－2 北京 HJ2020N 型汽车后轮制动器

1－前制动蹄；2－摩擦片；3－制动底板；4、10－制动蹄复位弹簧；5－制动轮缸活塞；6－活塞顶块；7－调整凸轮；8－调整凸轮锁销；9－后制动蹄；11－支承销；12－弹簧垫圈；13－螺母；14－制动蹄限位弹簧；15－制动蹄限位杆；16－弹簧盘；17－支承销内端面上的标记；18－制动鼓；19－制动轮缸；20－调整凸轮压紧弹簧

制动时，两蹄在轮缸中的液压作用下，各自绕其支承销偏心轴颈的轴线向外旋转，紧压到制动鼓上。解除制动时，撤除液压，两蹄便在弹簧 4 和 10 的作用下复位。

设汽车前进时制动鼓旋转方向如图中箭头所示（这称为制动鼓正向旋转）。沿箭头方向看去，制动蹄 1 的支承点在其前端，轮缸所施加的促动力作用于其后端，因而该制动蹄张开时的旋转方向与制动鼓的旋转方向相同。具有这种属性的制动蹄称为领蹄。与此相反，制动蹄 9 的支承点在后端，促动力加于其前端，其张开时的旋转方向与制动鼓的旋转方向相反。具有这种属性的制动蹄称为从蹄。当汽车倒驶，即制动鼓反向旋转时，蹄 1 变成从蹄，而蹄 9 则变成领蹄。这种在制动鼓正向旋转和反向旋转时，都有一个领蹄和一个从蹄的制动器即称为领从蹄式制动器。

在图示的结构实例中，轮缸中的两个活塞都可在轮缸内轴向浮动，且二者直径相同。因此，制动时两个活塞对两个制动蹄所施加的促动力永远是相等的。故凡两蹄所受促动力相等的领从蹄制动器都可称为等促动力制动器。

等促动力制动器的制动蹄受力情况见图 7－1－3。制动时，领蹄 1 和从蹄 2 在相等的促动力 F。的作用下，分别绕各自的支承点 3 和 4 旋转到紧压在制动鼓 5 上。旋转着的制动鼓即对两制动蹄分别作用着微元法向反力的等效合力（以下简称法向反力）F_{N1} 和 F_{N2}，以及相应的微

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

元切向反力(即微元摩擦力)的等效合力(以下简称切向反力)F_{T1}和 F_{T2}。为解释方便起见,姑且假定这些力的作用点和方向如图所示。两蹄上的这些力分别为各自的支点 3 和 4 的支点反力 F_{S1}和 F_{S2}所平衡。由图可见,领蹄上的切向合力 F_{T1}所造成的绕支点 3 的力矩与促动力 F_S 所造成的绕同一支点的力矩是同向的。所以力 F_{T1}的作用结果是使领蹄 1 在制动鼓上压得更紧,即力 F_{N1}变得更大,从而力 F_{T1}也更大。这表明领蹄具有"增势"作用。与此相反,切向合力 F_{T2}则使从蹄 2 有放松制动鼓,即有使 F_{N2}和 F_{T2}本身减小的趋势。故从蹄具有"减势"作用。

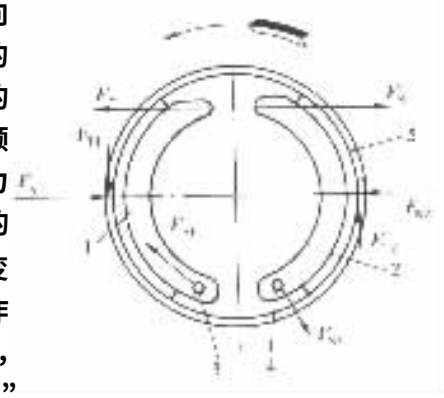


图 7－1－3　等促动力制动器的制动蹄受力示意图

1－领蹄;2－从蹄;3、4－支点;5－制动鼓

由上述可见,虽然领蹄和从蹄所受促动力相等,但制动鼓所受法向反力 N_1 和 N_2 却不相等,且,$N_{N1} > F_{N2}$。相应地 $F_{T1} > F_{T2}$。故二制动蹄对制动鼓所施加的制动力矩不相等。一般说来,领蹄制动力矩约为从蹄制动力矩的 2～2.5 倍。倒车制动时,虽然蹄 2 变成领蹄,蹄 1 变成从蹄,但整个制动器的制动效能还是同前进制动时一样。

显然,由于领蹄与从蹄所受法向反力不等,在两蹄摩擦片工作面积相等的情况下,领蹄摩擦片上的单位压力较大,因而磨损较严重。为了使领蹄和从蹄的摩擦片寿命相近,有些领从蹄制动器的领蹄摩擦片的周向尺寸设计得较大。但是这样将使得二蹄摩擦片不能互换,从而增加了零件种数和制造成本。

此外,领从蹄式制动器的制动鼓所受到的来自两蹄的法向力(数值上分别等于力 F_{N1}和 F_{N2})不相平衡,则此二法向力之和只能由车轮的轮毂轴承的反力来平衡。这就对轮毂轴承造成了附加径向载荷,使其寿命缩短。凡制动鼓所受来自二蹄的法向力不能互相平衡的制动器均属于非平衡式制动器。

上海桑塔纳轿车的后轮制动器也是领从蹄式制动器,见图 7－1－4。其结构特点在于制动蹄采用了浮式支承。制动蹄的上、下支承面均加工成弧面,下端支靠在固定于制动底板上的支承板 1 上。轮缸活塞通过两端带耳槽的支承块 7 对制动蹄的上端施促动力。此种支承结构可使整个制动蹄沿支承平面有一定的浮动量。其优点是制动蹄可以自动定心,保证有可能与制动鼓全面接触。这种结构的另一特点是,该行车制动器可兼充驻车制动器,因此在制动器中还装设了驻车制动机械促动装置。

驻车制动杠杆 13 上端用平头销 10 与后制动蹄 14 连接,其上部卡入驻车制动推杆 12 右端的切槽中,作为中间支点,下端与拉绳连接。前、后制动蹄的腹板卡在驻车制动推杆 12 两端的切槽中。推杆外弹簧 8 左端钩在推杆 12 的左弯舌上,而右端钩在后制动蹄 14 的腹板上,推杆内弹簧 11 的左端钩在前制动蹄 4 的腹板上,而右端则钩在推杆 12 的右弯舌上。

进行驻车制动时,须将驾驶室中的手动驻车制动操纵杆拉到制动位置,经一系列杠杆和拉绳传动,将驻车制动杠杆 13 的下端向前拉,使之绕上端支点(平头销 10)转动。制动杠杆 13 在转动过程中,其中间支点推动制动推杆 12 左移,将前制动蹄 4 推向制动鼓,直到前制动蹄压靠到制动鼓上之后,推杆 12 停止运动,则制动杠杆 13 的中间支点成为其继续转动的新支点。于是制动杠杆 13 的上端右移,使后制动蹄 14 压靠到制动鼓上,施以驻车制动。

解除制动时,应将驻车制动操纵杆推回到不制动位置,制动杠杆 13 在复位弹簧(图中未示

出)作用下复位,同时制动蹄复位弹簧 15 将两蹄拉拢。推杆内、外弹簧 8 和 11 除可将两蹄拉回到原始位置之外,还用以防止制动推杆在不工作时窜动,碰撞制动蹄而发生噪声。

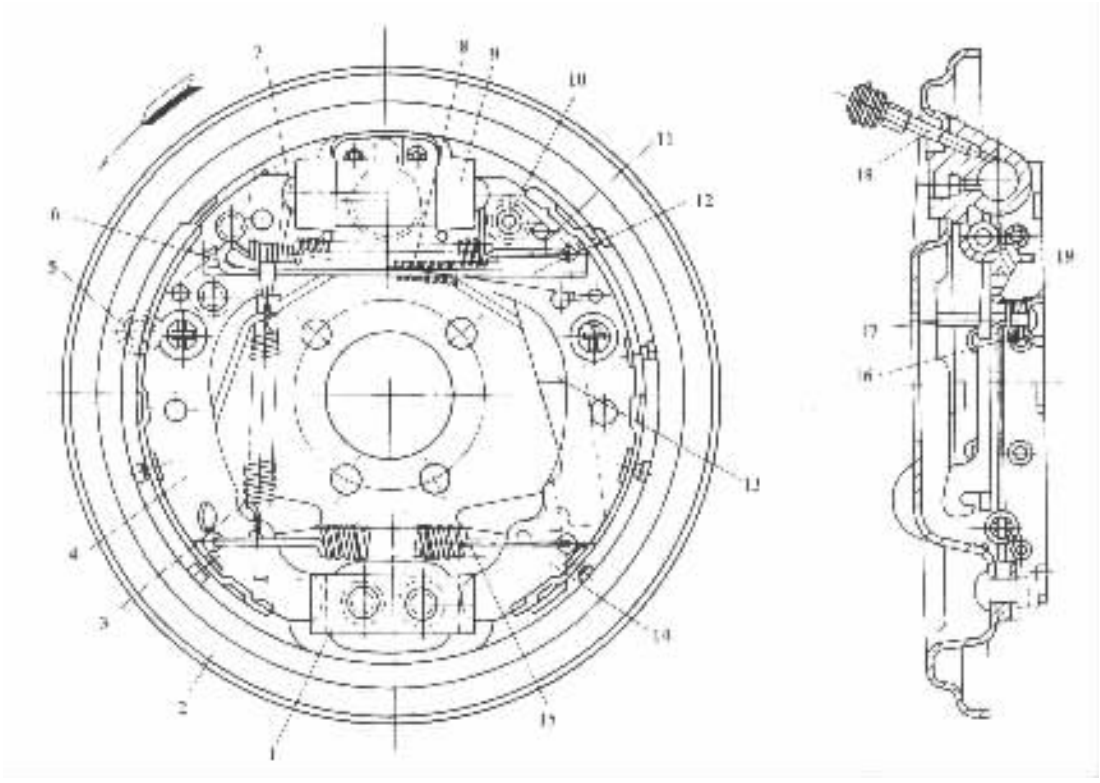


图 7-1-4 上海桑塔纳轿车后轮制动器

1-支承板;2-制动底板;3-制动间隙调节弹簧;4-前制动蹄;5-观察孔;6-楔形调节块;7-带耳槽的支承块;8-驻车制动推杆外弹簧;9-制动轮缸;10-平头销;11-驻车制动推杆内弹簧;12-驻车制动推杆;13-驻车制动杠杆;14-后制动蹄;15-制动蹄复位弹簧;16-限位弹簧;17-限位销钉;18-放气螺钉;19-限位弹簧座

这种以车轮制动器为驻车制动的驻车制动系也可用于应急制动。

目前国内一些轿车(如红旗 CA7220 型、奥迪 100 型和捷达轿车等)的后轮制动器与上述结构基本相同。

图 7-1-5 所示为奥迪 100 型和红旗 CA7220 型轿车的后轮带驻车制动的领从蹄式制动器。

2. 双领蹄式和双向双领蹄式制动器

在制动鼓正向旋转时,两蹄均为领蹄的制动器称为双领蹄式制动器,如图 7-1-6 所示的北京 BJ2020N 型汽车前轮制动器。两制动蹄各用一个单活塞式轮缸 2,且两套制动蹄、轮缸、支承销和调整凸轮等在制动底板上的布置是中心对称的,以代替领从蹄式制动器中的轴对称布置。两个轮缸可借连接油管 13 连通,使其中油压相等。这样,在前进制动时,两蹄都是领蹄,制动器的效能因而得到提高。但也必须看到,在倒车制动时,两蹄将都变成从蹄。

解放 CA1040 型系列轻型汽车的前轮制动器也为双领蹄式。

可以设想,在倒车制动时,如果能使上述制动器的两个制动蹄的支承点和促动力作用点互换位置,就可以得到与前进制动时相同的制动效能。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

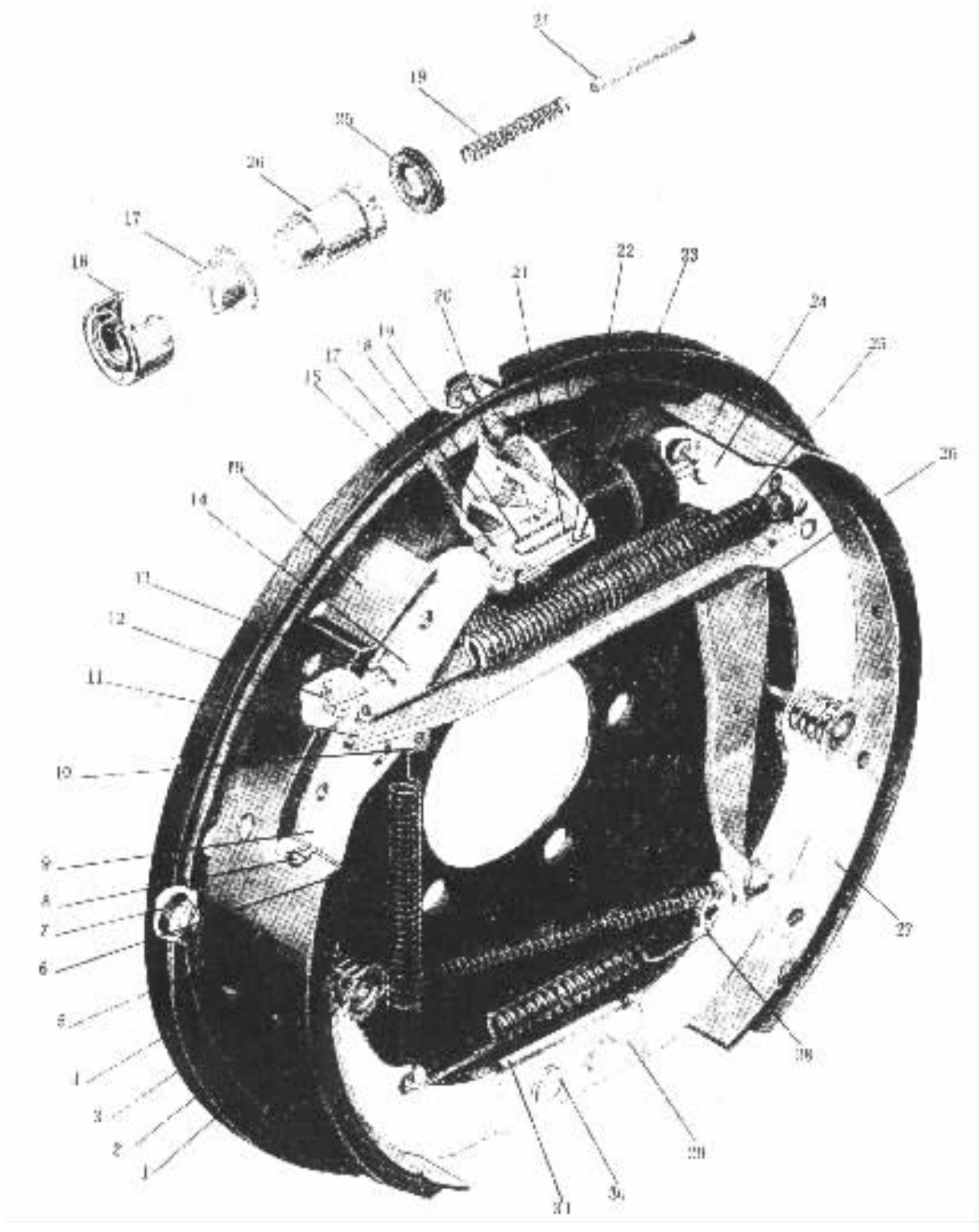


图 7－1－5　奥迪 100 型轿车后轮制动器

1－限位弹簧座；2－限位弹簧；3－限位销钉；4－制动底板；5－摩擦片；6－调节齿板拉簧；7－密蚶堵塞；8－铆钉；9－制动蹄腹板；10－调节齿板；11－驻车制动推杆；12－驻车制动推杆内弹簧；13－调节支承板；14－铆钉；15－前制动蹄；16－密封罩；17－支承座；18－轮缸壳体；19－活塞复位弹簧；20－放气螺钉；21－支承杆；22－皮圈；23－活塞；24－平头销；25－驻车制动推杆外弹簧；26－驻车制动杠杆；27－后制动蹄；28－制动蹄复位弹簧；29－限位板；30－中、大销；31－支承板

红旗 CA7560 型轿车的前后轮制动器即根据上述设想制成的一种双向双领蹄式制动器。其中的前轮制动器的结构见图 7－1－7。制动底板 3 上的所有固定元件，如制动蹄、制动轮缸、复位弹簧等都是成对的，而且是既按轴对称，又按中心对称布置。两制动蹄的两端都采用浮式支承，且支点的周向位置也是浮动的。

在前进制动时，所有的轮缸活塞 8 都在液压作用下向外移动，将两制动蹄 6 和 11 压靠到制动鼓 1 上。在制动鼓的摩擦力矩作用下，两蹄都绕车轮中心 O，朝箭头所示的车轮旋转方向转动，将两轮缸的活塞外端的支座 7 推回，直到顶靠着轮缸端面为止。此时两轮缸的支座 7 方成为制动蹄的支点，制动器的工作情况便同图 7－1－6 所示的制动器一样。

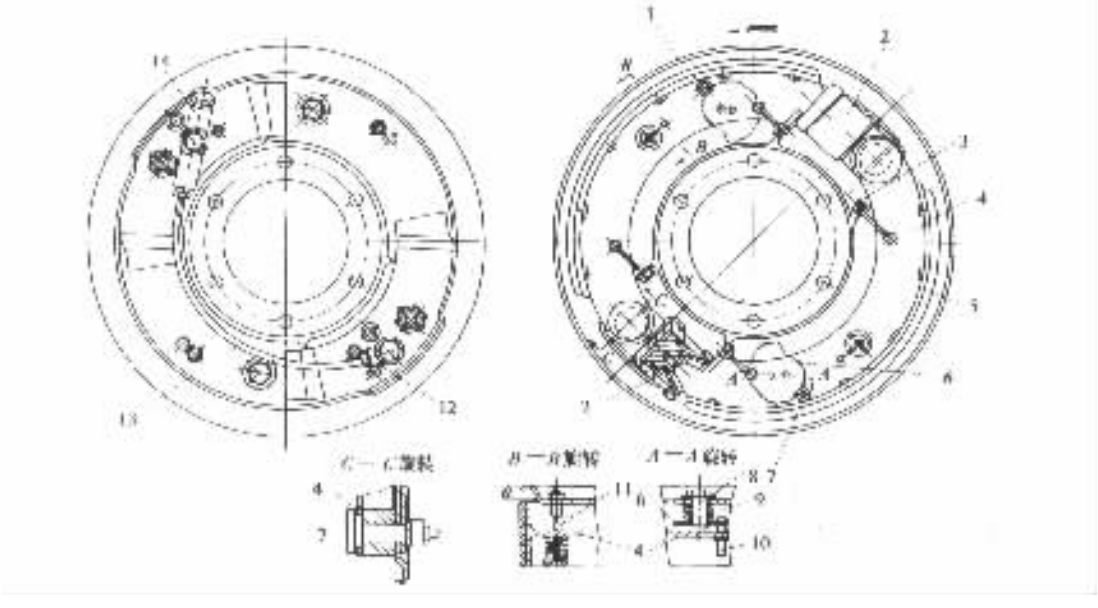


图 7－1－6 北京 BJ2020N 型汽车前轮制动器

1－制动底板；2－制动轮缸；3－制动蹄复位弹簧；4－制动蹄；5－摩擦片；6－调整凸轮；7－支承销；8－调整凸轮轴；9－弹簧；10－调整凸轮锁销；11－制动蹄限位杆；12、14－油管接头；13－轮缸连接油管

倒车制动时，摩擦力矩方向改变，使两制动蹄绕车轮中心 D 逆箭头方向转过一个角度，将可调支座 10 连同调整螺母 9 一起推回原位，于是两个支座 10 便成为蹄的新支承点。这样，每个制动蹄的支点和促动力作用点的位置都与前进制动时相反，其制动效能同前进制动时完全一样。

解放 CA1040 系列轻型汽车的后轮制动器也为双向双领蹄式，其结构与上述的基本相同。

红旗 CA7560 型轿车制动器的摩擦片不用埋头铆钉铆接，而用树脂粘接剂与制动蹄粘结，其优点是容许摩擦片有较大的磨损量，使用寿命增长；摩擦片工作表面上因无铆钉孔，便不会积聚磨屑，且增加了摩擦面积；该制动系的另一特点是，前后轮制动器均采用双领蹄式制动器，即每个制动器都有两个轮缸，因而便于布置双回路制动系统（图 7－1－7）。

3. 双从蹄式制动器

左右两侧车轮的双领蹄式制动器若对调安装，便都成为在制动鼓正向旋转时两蹄均为从蹄的双从蹄式制动器。当然，这只是说，这两种制动器的原则差异只在于固定元件与旋转元件的相对运动方向不同，实际上无论是双领蹄还是双从蹄式制动器，都必须有防止左右装错的结

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

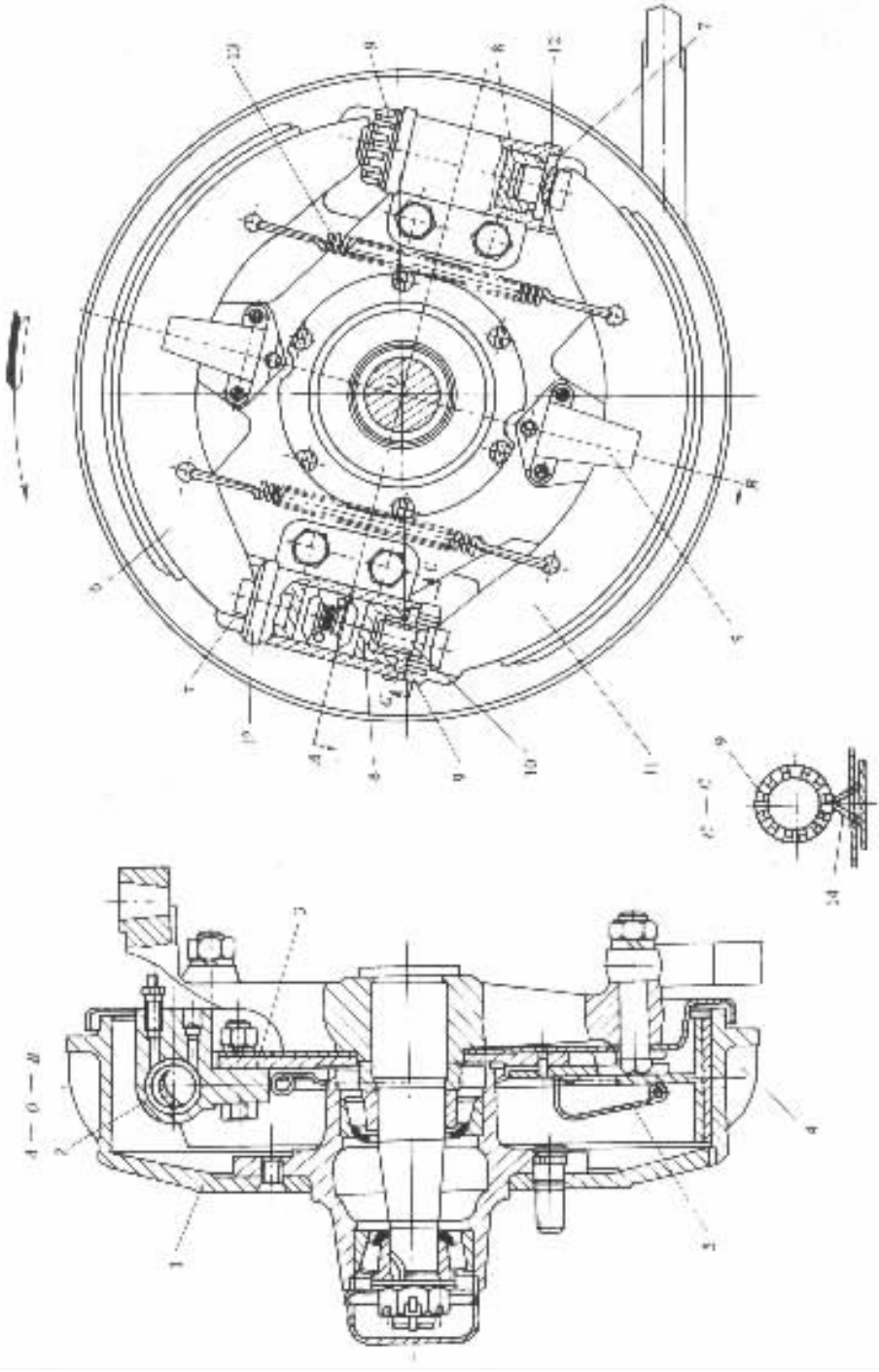


图 7－1－7　红旗 CA7560 型高级轿车前轮制动器

1－制动鼓；2－制动轮缸；3－制动底板；4－制动鼓散热肋片；5－制动蹄限位片；6－上制动蹄；7－支座；8－轮缸活塞；9－调整螺母；10－可调支座；11－下制动蹄；12－防护套；13－复位弹簧；14－锁片

构措施。

显然,双从蹄式制动器的前进制动效能低于双领蹄式和领从蹄式制动器。但其效能对摩擦系数变化的敏感程度较小,即具有良好的制动效能稳定性。

双领蹄、双向双领蹄、双从蹄式制动器的固定元件布置都是中心对称的。如果间隙调整正确,则其制动鼓所受两蹄施加的两个法向合力能互相平衡,不会对轮毂轴承造成附加径向载荷。因此,这三种制动器都属于平衡式制动器。

4. 单向和双向自增力式制动器

1)单向自增力式制动器

单向自增力式制动器的结构原理及制动蹄的受力情况见图 7-1-8。第一制动蹄 1 和第二制动蹄 2 的下端分别浮支在浮动的顶杆 6 的两端。制动器只在上方有一个支承销 4。不制动时,两蹄上端均借各自的复位弹簧拉靠在支承销上。制动鼓正向旋转方向如箭头所示。

汽车前进制动时,单活塞式轮缸 5 只将促动力 F 刚加于第一蹄,使其上端离开支承销,整个制动蹄绕顶杆左端支承点旋转,并压靠在制动鼓 3 上。显然,第一蹄是领蹄,并且在促动力 F_{S1}、法向合力 F_{N1}、切向(摩擦)合力 F_{T1}和沿顶杆轴线方向的支反力 F_{S3}的作用下处于平衡状态。顶杆 6 由于是浮动的,自然成为第二蹄的促动装置,而将与力 F_{S3}大小相等,方向相反的促动力 F_{S2}施于第二蹄的下端。故第二蹄也是领蹄。正因为顶杆是完全浮动的,不受制动底板约束,作用在第一蹄上的促动力和摩擦力的作用没有如一般领蹄那样完全被制动鼓的法向反力和固定于制动底板上的支承件反力的作用所抵消,而是通过顶杆传到第二蹄上,形成第二蹄促动力 F_{S2}。所以 F_{S2}大于 F_{S1}。此外,力 F_{S2}对第二蹄支承点的力臂也大于力 F_{S1}对第一蹄支承点的力臂。因此,第二蹄的制动力矩必然大于第一蹄的制动力矩。由此可见,在制动鼓尺寸和摩擦系数相同的条件下,这种制动器的前进制动效能不仅高于领从蹄式制动器,而且也高于两蹄中心对称的双领蹄式制动器。

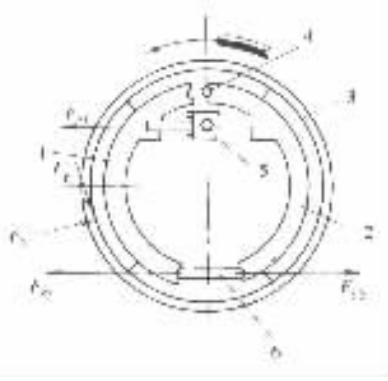


图 7-1-8 单向自增力式制动器示意图

1-第一制动蹄;2-第二制动蹄;3-制动鼓;4-支承销;5-轮缸;6-顶杆

倒车制动时,第一蹄上端压靠支承销不动。此时第二蹄虽然仍是领蹄,且促动力 F_{S1}仍可能与前进制动时的相等,但其力臂却大为减少,因而第一蹄此时的制动效能比一般领蹄的低得多。第二蹄则因未受促动力而不起制动作用。故此时整个制动器的制动效能甚至比双从蹄式制动器的效能还低。

图 7-1-9 所示为罗马尼亚的布切奇 113N 型货车前轮用的单向自增力式制动器。第一蹄 1 和第二蹄 6 的上端被各自的复位弹簧 2 拉拢,并以铆于腹板上端两侧的夹板 3 的内凹弧面支靠着支承销 4。两蹄下端以凹入的平面分别浮支在可调顶杆两端的直槽底面上,并用弹簧 8 拉紧。受法向力较大的第二蹄摩擦片的面积做得比第一蹄的大,使两蹄的单位压力相近。

该制动器的间隙调整可借改变可调顶杆的长度来调节。

2)双向自增力式制动器

双向自增力式制动器的结构原理,如图 7-1-10 所示。其特点是制动鼓正向和反向旋转时均能借蹄鼓摩擦起自增力作用。它的结构不同于单向自增力式之处主要是采用双活塞式轮缸 4,可向两蹄同时施加相等的促动力 F_S。制动鼓正向(如箭头所示)旋转时,前制动蹄 1 为第

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

一蹄，后制动蹄 3 为第二蹄；制动鼓反向旋转时则情况相反。由图可见，在制动时，第一蹄只受一个促动力 F_S，而第二蹄则有两个促动力 F_S 和 F'_S，且 $F'_S > F_S$。考虑到汽车前进制动的机会远多于倒车制动，且前进制动时制动器工作负荷也远大于倒车制动，故后蹄 3 的摩擦片面积做得较大。

图 7－1－11 所示为日本丰田－王冠轿车后轮制动器，即属于双向自增力式制动器，而且还加装了机械促动装置而兼充驻车制动器。在这一点上，双向自增力式制动器更为优越，因为其前进制动和倒车制动的效能一致。

南京依维柯轻型汽车和北京切诺基 BJ2021 轻型越野车的后轮制动器也都是双向自增力式制动器，其结构与上述丰田－王冠轿车后轮制动器基本相同。

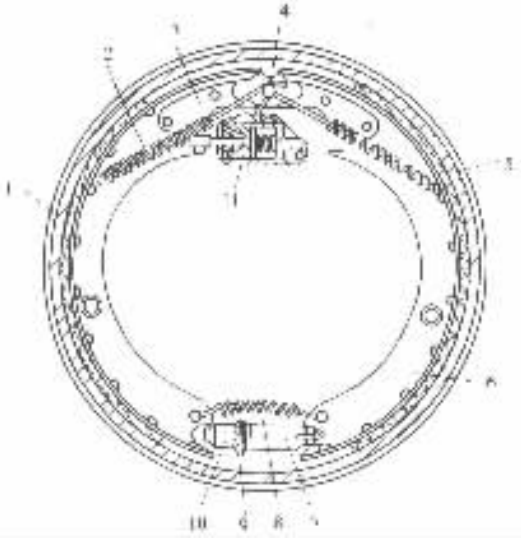


图 7－1－9　布切奇 113N 型汽车前轮制动器

1－第制动蹄；2－制动蹄复位弹簧；3－夹板；4－支承销；5－制动鼓；6－第一制动蹄；7－可调顶杆体；8－拉紧弹簧；9－调整螺钉；10－顶杆套；11－制动轮缸

以上介绍的各种轮缸式制动器各有利弊。就制动效能而言，在基本结构参数和轮缸工作压力相同的条件下，自增力式制动器由于对摩擦助势作用利用得最为充分而居首位，以下依次为双领蹄式、领从蹄式，双从蹄式。但蹄鼓之间的摩擦系数本身是一个不稳定的因素，随制动鼓和摩擦片的材料、温度和表面状况（如是否沾水、沾油、是否有烧结现象等）的不同可在很大范围内变化。自增力式制动器的效能对摩擦系数的依赖性最大，因而其效能的热稳定性最差。此外，在制动过程中，自增力式制动器制动力矩的增长在某些情况下显得过于急速。双向自增力式制动器多用于轿车后轮，原因之一是便于兼充驻车制动器（图 7－1－11）。单向自增力式制动器只用于中、轻型汽车的前轮，因倒车制动时对前轮制动器效能的要求不高。

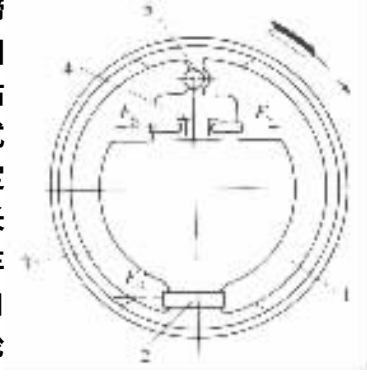


图 7－1－10　双向自增力式制动器示意图

1－前制动蹄；2－顶杆；3－后制动蹄；4－轮缸；5－支承销

双从蹄式制动器的制动效能虽然最低，但却具有最良好的效能稳定性，因而还是有少数华贵轿车为保证制动可靠性而采用（例如英国女王牌轿车）。

双领蹄式、双向双领蹄式和双从蹄式等具有两个轮缸的制动器最宜布置双回路制动系统。

领从蹄制动器发展较早，其效能及效能稳定性均居于中游，且有结构较简单等优点，故目前仍相当广泛地用于各种汽车。

5. 制动器间隙的调整

制动蹄在不工作的原始位置时，其摩擦片与制动鼓之间应该保持合适的间隙，其设定值由汽车制造厂规定，一般在 0.25～0.5mm 之间。任何制动器摩擦副中的这一间隙（以下简称制动器间隙）如果过小，就不易保证彻底解除制动，造成摩擦副的拖磨；过大又将使制动踏板行程太长，以致驾驶员操作不便，同时也会推迟制动器开始起作用的时刻。但是在制动器工作过程

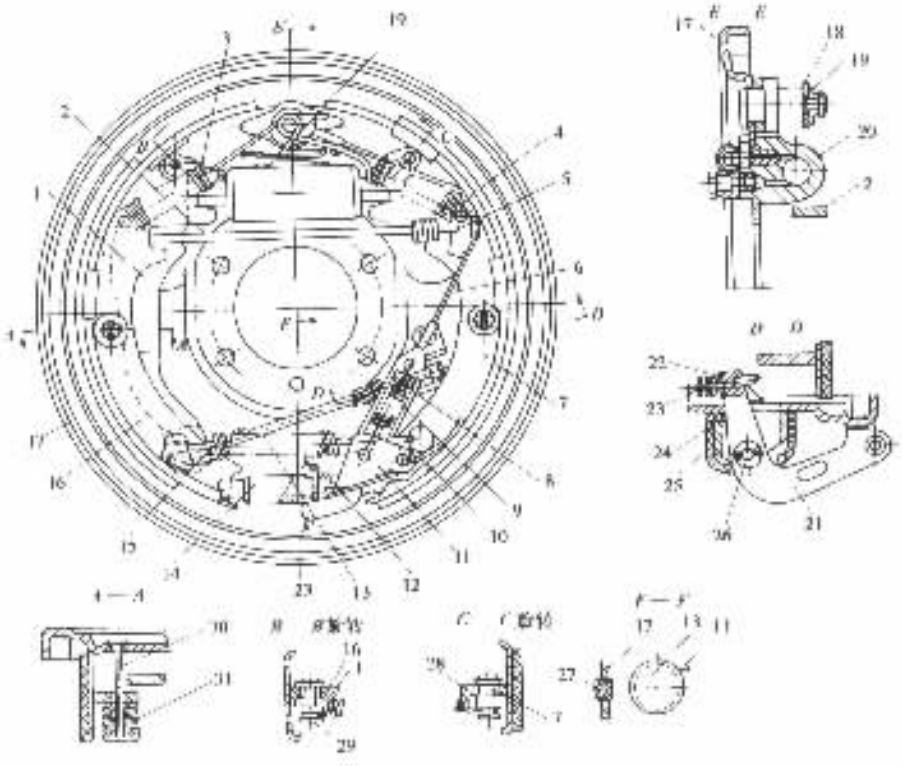


图 7－1－11 三田－王冠汽车后轮制动器

1－驻车制功杠杆；2－驻车制动推杆；3－制动蹄复位弹簧；4－推杆弹簧；5－自调拉绳导向板；6－自调拉绳；7－后制动蹄；8－弹簧支架；9－自调拉绳弹簧；10－自调拨板复位弹簧；11－自调拨板；12－可调顶杆套；13－调整螺钉；14－可调顶杆体；15－拉紧弹簧；16－前制动蹄；17－制动底板；18－垫圈；19－自调拉绳吊环；20－制动轮缸；21－驻车制动摇臂；22－驻车制动限位板；23－驻车制动拉绳；24－摇臂支架；25－防护罩；26－摇臂销轴；27－调整孔堵塞；28－后蹄复位弹簧固定销；29－前蹄复位弹簧固定销；30－制动蹄限位杆；31－制动蹄限位弹簧

中摩擦片的不断磨损必将导致制动器间隙逐渐增大。此情况严重时，即使将制动踏板踩下到极限位置，也产生不了足够的制动力矩。因此，要求任何形式的制动器在结构上必须保证有检查调整其间隙的可能。

制动器间隙的调整有手动调整和自动调整两种方法。

1）手动调整装置

一般在制动鼓腹板外边开有一个检查孔，以便用厚薄规检查摩擦片与制动鼓之间的间隙（制动器间隙）是否符合规定值，否则要对其进行调整。

（1）转动调整凸轮和带偏心轴颈的支承销　例如，在北京 BJ2020N 型汽车制动器中，若发现制动器间隙已增大到使制动器效能明显降低时，可按箭头所示方向转动调整凸轮 7（参看图 7－1－2），进行局部调整。这样沿摩擦片周向各处的间隙即减小。当制动鼓磨损到一定程度时，需要重新加工修整其内圆面。在进行修理作业后重新装配制动器时，为保证蹄鼓的正确接触状态和间隙值，应当全面调整制动器间隙。全面调整除靠转动调整凸轮而外，还要转动制动蹄下端的支承销。从图 7－1－2 C'－C' 剖面可以看出，其支承制动蹄的支承销 11 的轴颈是偏心的。支承销的尾端伸出制动底板外，并铣切出矩形截面，以便用扳手夹持使之转动。将支承销按 D 向视图箭头方向转动，各处（特别是制动蹄下端处）的间隙即减小。

(2)转动调整螺母　有些制动器的轮缸两端的端盖制成调整螺母,如图 7－1－12 所示。

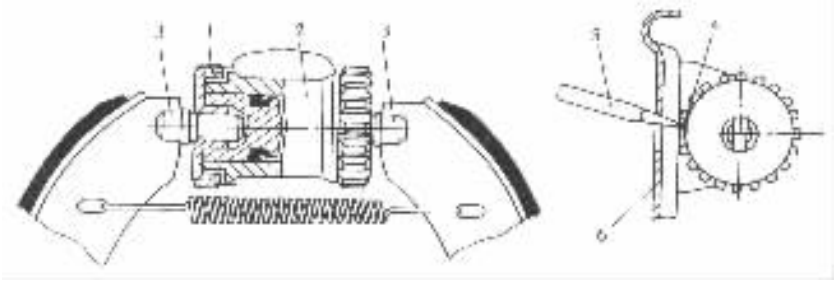


图 7－1－12　用调整螺母调整制动器间隙的示意图

1－调整螺母;2－制动轮缸;3－可调支座;4－齿槽;5－一字旋具(螺丝刀);6－制动底板

用一字旋具 5 拨动调整螺母 1 的齿槽 4,使螺母转动,带动螺杆的可调支座 3 向内或向外作轴向移动。因此可使制动蹄上端靠近或远离制动鼓,则制动间隙便减小或增大。间隙调整好以后,用锁片插入调整螺母的齿槽中(参看图 7－1－7 中的 $C—C$ 剖面),使螺母的角位置固定。红旗 CA7560 型轿车的制动器间隙的调整是用螺母 9 进行调整的,见图 7－1－7。

(3)调整可调顶杆长度　在自增力式制动器中,两制动蹄下端支承在可调顶杆上,其结构及工作原理示于图 7－1－13。可调顶杆由顶杆体 3、调整螺钉 1 和顶杆套 2 组成。顶杆套一端具有带齿的凸缘,套内制有螺纹,调整螺钉借螺纹旋入顶杆套内;顶杆套与顶杆体作动配合。当拨动顶杆套带齿的凸缘,可使调整螺钉沿轴向移动,因此就改变了可调顶杆的总长度,从而就调整了制动器间隙。图 7－1－9 所示的布切奇 113N 型汽车前轮制动器的制动器间隙手动调整装置即属于此种结构形式。

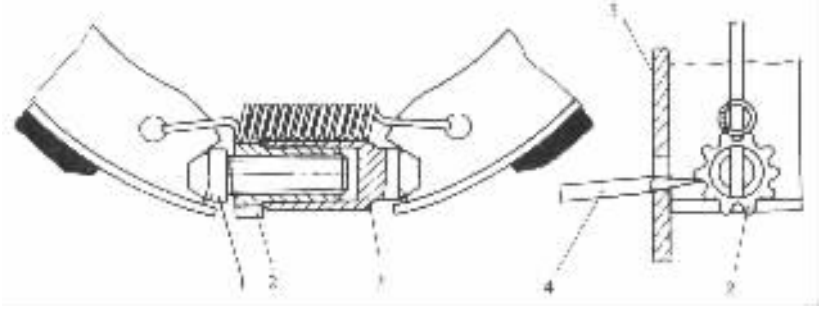


图 7－1－13　用改变顶杆长度来调整制动器间隙示意图

1－调整螺钉;2－顶杆套;3－顶杆体;4－一字旋具(螺丝刀);5－制动底板

2)自动调整装置

制动器间隙调整是汽车维护和修理作业中必不可少的重要作业项目。为了减少保修工作量,制动器间隙的自动调整装置(以下简称间隙自调装置)在 20 世纪 70 年代以后得到迅速发展。其结构形式有如下几种。

(1)摩擦限位式间隙自调装置　图 7－1－14 所示为前苏联轿车上采用的一种摩擦限位式间隙自调装置。用以限定不制动时制动蹄的内极限位置的限位摩擦环 2,装在轮缸活塞 3 内端的环槽中(图 7－1－14a)或借矩形断面螺纹旋装在活塞内端(图 7－1－14b)。限位摩擦环是一个有切口的弹性金属环,压装入轮缸后与缸壁之间的摩擦力可达 400～550N。活塞上的

环槽或螺旋槽的宽度 B 大于限位摩擦环厚度 b。活塞相对于摩擦环的最大轴向位移量即为二者之间的间隙 $\Delta = B - b$。间隙 Δ 应等于在制动器间隙为设定的标准值时施行完全制动所需的轮缸活塞行程。

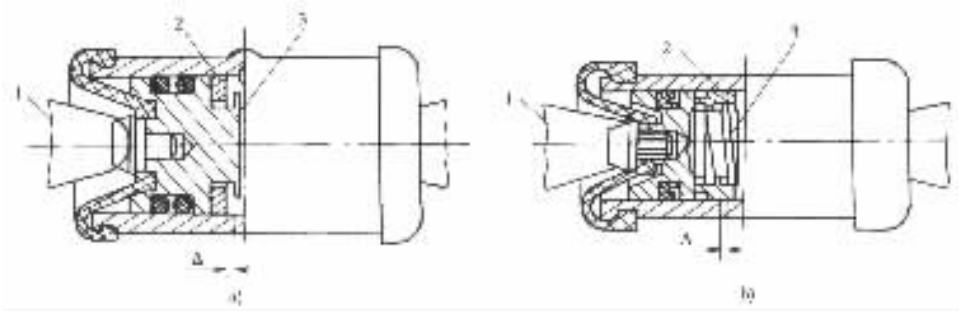


图 7－1－14 带摩擦限位环的轮缸

1－制动蹄；2－摩擦环；3－活塞

不制动时，制动蹄复位弹簧只能将制动蹄向内拉到轮缸活塞与摩擦环外端面接触为止，因为复位弹簧力远远不足以克服摩擦环与缸壁间的摩擦力。此时如图所示，间隙 Δ 存在于活塞与摩擦环内端面之间。

制动时，轮缸活塞外移。若制动器间隙正好等于设定值，则当活塞移动到与摩擦环内端面接触（即间隙 Δ 消失）时，制动器间隙应已消失，并且蹄鼓已压紧到足以产生最大制动力矩的程度。若制动器间隙由于种种原因增大到超过设定值，则活塞外移到 $\Delta = 0$ 时，仍不能实现完全制动。但只要轮缸液压达到 0.8～1.1MPa，即能将活塞连同摩擦环继续推出，直到实现完全制动。这样，在解除制动时，制动蹄只能回复到活塞与处于新位置的限位摩擦环接触为止，即制动器间隙恢复到设定值。由此可见，正是摩擦环与缸壁之间的这一不可逆转的轴向相对位移补偿了制动器的过量间隙。这也是一切摩擦限位式间隙自调装置的共同原理。

摩擦限位式间隙自调装置也可以装在制动蹄上，如图 7－1－15 所示。套筒 3 穿过制动蹄腹板 4 的长圆孔，并借被弹簧 5 压紧的两个限位摩擦片 1 保持其与制动蹄腹板 4 的相对位置，其内孔又套在固定于制动底板 6 上的具有球头的限位销 2 上。套筒与限位销球头间的间隙 Δ 限定了套筒及制动蹄相对于限位销的位移量，从而限定了制动器的设定间隙。当制动器内存在着过量间隙时，作用在制动蹄上的促动力可以使制动蹄克服摩擦力，相对于套筒及限位销继续压向制动鼓以实现完全制动。撤除促动力后，套筒回复到图示原始位置，但制动蹄确不可能再回到制动前的位置，因为借以抵消过量间隙的蹄与套筒间的相对位移是不可逆转的。这意味着制动器间隙已恢复到设定值。

具有摩擦限位式间隙自调装置的制动器在装配时不需要调校间隙，只要在安装到汽车上以后，经过一次完全制动，即可以自动调整间隙到设定值。因此，这种自调装置属于一次调准式。

(2) 楔块式间隙自调装置　上海桑塔纳、奥迪 100 型轿车以及红旗 CA7220 型轿车后轮制动器间隙均采用楔块式间隙自调装置。如图 7－1－4 所示，间隙自调装置的楔形调节块 6 夹在前制动蹄 4 和驻车制动推杆 12 之间形成的切槽中。在正常的制动间隙（0.2～0.3mm）下制动时，外弹簧 8 被拉伸，两制动蹄靠到制动鼓上，施以制动。此时，由于内弹簧 11 的刚度大于外弹簧 8 的刚度，故不被拉伸，内弹簧 11 连同驻车制动推杆 12 与前制动蹄 4 一起左移靠到制

试读结束：需要全本请在线购买：www.ertongbook.com

动鼓上。当制动蹄磨损后制动器间隙过大，进行制动时，此时外弹簧 8 首先被拉伸到一定程度后，内弹簧 11 也被拉伸，使驻车制动推杆与前制动蹄间形成的切槽宽度增大，则切槽与楔形调节块之间的间隙也就增大了，于是楔形调节块在弹簧 3 的拉力作用下，向下移动填补了上述间隙增量。从而使制动蹄与制动鼓又恢复到正常制动器间隙量。这种制动器间隙自调装置也属一次调准式。

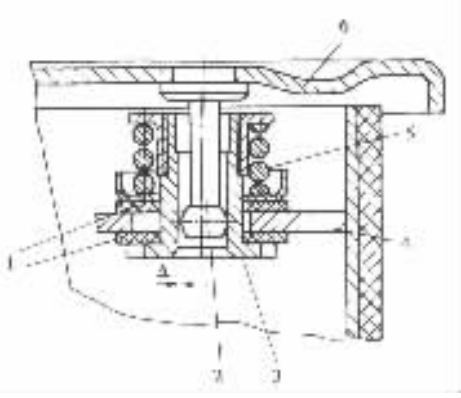


图 7－1－15　装在制动蹄上的间隙自调装置

1－限位摩擦片；2－限位销；3－套筒；4－制动蹄腹板；5－弹簧；6－制动底板

制动器中的过量间隙并不完全是由于摩擦副磨损所致，还有一部分是由于制动鼓热膨胀而直径增大所致。制动时所需活塞行程增大到超过间隙 △ 所限定的数值，原因也不仅是制动器的过量间隙，还有鼓和蹄的弹性变形。所以，确定冷态制动器间隙自调装置中的间隙 △ 时，就要尽量将可能产生的制动蹄和制动鼓的弹性变形和热变形考虑在内。但是，为了不使制动踏板行程增加过多，确定 △ 值时并没有计入上述种种变形的最大值。因此，当出现过大的上述各项变形时，一次调准式自调装置将不加区别地一律随时加以补偿，造成“调整过头”。这样，当制动器恢复到冷态时，即使完全放松制动踏板，制动器也不会彻底放松，而是发生“拖磨”甚至“抱死”，因为自调整装置只能将间隙调小而不能调大。

(3)阶跃式间隙自调装置　为了避免“调整过头”，许多制动器采用了阶跃式间隙自调装置。这样的制动器在装车后要进行多次(可能达 20 次以上)制动动作，才能一举消除所积累的过量间隙。

丰田一王冠轿车双向自增力式制动器(图 7－1－11)即具有阶跃式间隙自调装置，它只在若干次倒车制动后方起调整作用。自调装置中包括用以拨转调整螺钉 13 的拨板 11、拉绳 6 及其导向板 5、拉绳弹簧 9 及其支架 8。拉绳 6 的上端通过吊环 19(见 $E-E$ 剖视图)固定在制动蹄支承销上；下端与弹簧支架 8 相连；中部支靠着导向板 5 的弧面。导向板以其中央孔的圆筒状卷边(高约 3mm)插入后制动蹄 7 的孔中，形成其自由转动的支点。支架 8 经弹簧 9 与自调拨板 11 连接。拨板 11 以其右臂端部的切口支在后制动蹄的销钉上，可绕此销钉转动。拨板的自由端向上运动时，可以插入调整螺钉 13 的凸缘棘齿间(参看 $F-F$ 剖视图)。不进行倒车制动时，自调拨板在弹簧 8 和卷簧 10 的作用下，保持在最下面的平衡位置。此时拨板与调整螺钉的棘齿完全脱离。

倒车制动时，后蹄 7 的上端离开支承销。整个制动蹄压靠到制动鼓上，并在摩擦作用下，随制动鼓顺时针(从图上看，下同)转过一个角度。在后蹄(连同导向板和拨板的销轴)相对于支承销位移过程中，套在支承销上的拉绳吊环 19 被拉离后蹄，支架 8 上端也被拉上(此时导向板也在拉绳摩擦力作用下逆时针转动，使拉绳不致磨损)，并通过弹簧 9 将拨板的自由端向上拉起。这一系列零件的位移量取决于当时的制动器实际间隙的大小：如果间隙还保持着设定值或增大很少，则自调拨板自由端向上的位移量不足以使之嵌入调整螺钉的棘齿间。只有在制动器过量间隙增大到一定值时，拨板方能嵌入棘齿间。解除倒车制动时，制动蹄回位，自调拨板被扭簧 10 按回到下平衡位置，同时将调整螺钉拨过相应于一个棘齿距的角度。若棘齿数为 z，螺距为 t，则调整螺钉被拨转角度为 $1/z$ 周，相应的自可调顶杆体 14 中旋出的距离为

t/z。于是所累积的制动器过量间隙始被完全消除。前进制动时，该自调装置完全不起作用。

采用只是在倒车制动后方可能起调整作用的间隙自调装置将大大减少调整过头的可能性，因为倒车制动的机会本来很少，且进行倒车制动的时机未必正好是制动鼓受热严重的时候。

应当指出：制动器工作时，摩擦所产生的热绝大部分传给了制动鼓，使其温度升高。前已述及，制动鼓升温后将膨胀而使制动器间隙增大，制动效能降低。为了减少温升，应当使制动鼓有较大的热容量，因此制动鼓都具有足够大的质量。有些汽车的制动鼓外表面还铸有若干肋片，以增加散热面积和刚度。

（二）凸轮式制动器

目前，所有国产汽车和部分外国汽车的气压制动系中，都采用凸轮促动的车轮制动器，而且大都设计成领从蹄式。凸轮促动的双向自增力式制动器只宜用做中央制动器。

东风 EQ1090E 型汽车的凸轮式前轮制动器见图 7－1－16。制动蹄 2 是可锻铸铁的，不制动时由复位弹簧 3 将其拉靠到制动凸轮轴 4 的凸轮上。制动凸轮轴通过支座 10 固定在制动底板 7 上，其尾部花键轴插入制动调整臂 5 的花键孔中。

制动时，制动调整臂在制动气室 6 的推动下，带动制动凸轮轴转动，推使两制动蹄压靠制动鼓 8。由于凸轮轮廓的中心对称性，以及两蹄结构和安装的轴对称性，凸轮转动所引起的两蹄上相应点的位移必然相等。

这种由轴线固定的凸轮促动的领从蹄式制动器是一种等位移式制动器。等位移式制动器两蹄摩擦片的相应点与制动鼓间的间隙如果已调整到完全一致，则制动时两蹄对鼓的压紧程度从而所产生的制动力矩必然相等。但是，制动鼓对蹄的摩擦使得领蹄端部力图离开制动凸轮，同时又使从蹄端部更加靠紧制动凸轮。这就是说，凸轮对从蹄的促动力大于对领蹄的促动力。因此，虽然领蹄有助势作用，从蹄有减势作用，但就等位移制动器而言，正是这一差别造成了制动效能高的领蹄的促动力小于制动效能低的从蹄的促动力，从而使得两蹄制动力矩相等。然而应当指出，等位移式制动器由于结构上不是中心对称，两蹄作用于制动鼓的微元法向力的等效合力虽然大小相等，但却不在一直线上，不可能相互平衡。故这种制动器仍然是非平衡式的。

此外，该车的制动凸轮工作表面轮廓是中心对称的两段偏心圆弧。这种凸轮的促动力对凸轮中心的力臂是随凸轮转角而变化的，因而即使输入制动凸轮轴的力矩不变，凸轮对蹄的促动力也会随凸轮转角而变化。

一般中型货车的凸轮式车轮制动器的间隙也可以根据需要进行局部或全面调整。局部调整只是利用制动调整臂来改变制动凸轮轴的原始角位置。制动调整臂的结构见图 7－1－17。在制动调整臂体 6 和两侧的盖 8 所包围的空腔内装有调整蜗轮 2 和调整蜗杆 7。单线的调整蜗杆，借细花键套装在蜗杆轴 4 上，调整蜗轮以内花键与制动凸轮轴的外花键相接合。转动蜗杆，即可在制动调整臂与制动气室推杆 10 的相对位置不变的情况下，通过蜗轮使制动凸轮轴转过一定角度，从而改变制动凸轮的原始角位置。在图 7－1－17a）中，蜗杆轴一端的轴颈上，沿周向有六个均布的凹坑。当蜗杆每转到有一个凹坑对准位于制动调整臂体内的锁止球 3 时，锁止球便在弹簧作用下嵌入凹坑，使蜗杆轴角位置保持不变。在图 7－1－17b）中，蜗杆轴与制动调整臂的相对位置是靠锁止套 11 和锁止螺钉 12 来固定的。将具有六角孔的锁止套按入制动调整臂体的孔中，即可转动调整蜗杆。蜗杆每转六分之一周，放开锁止套，弹簧 5 即将锁止套推回与蜗杆六角头接合的左极限位置。后一种锁止装置更为可靠。进行全面调整时，

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

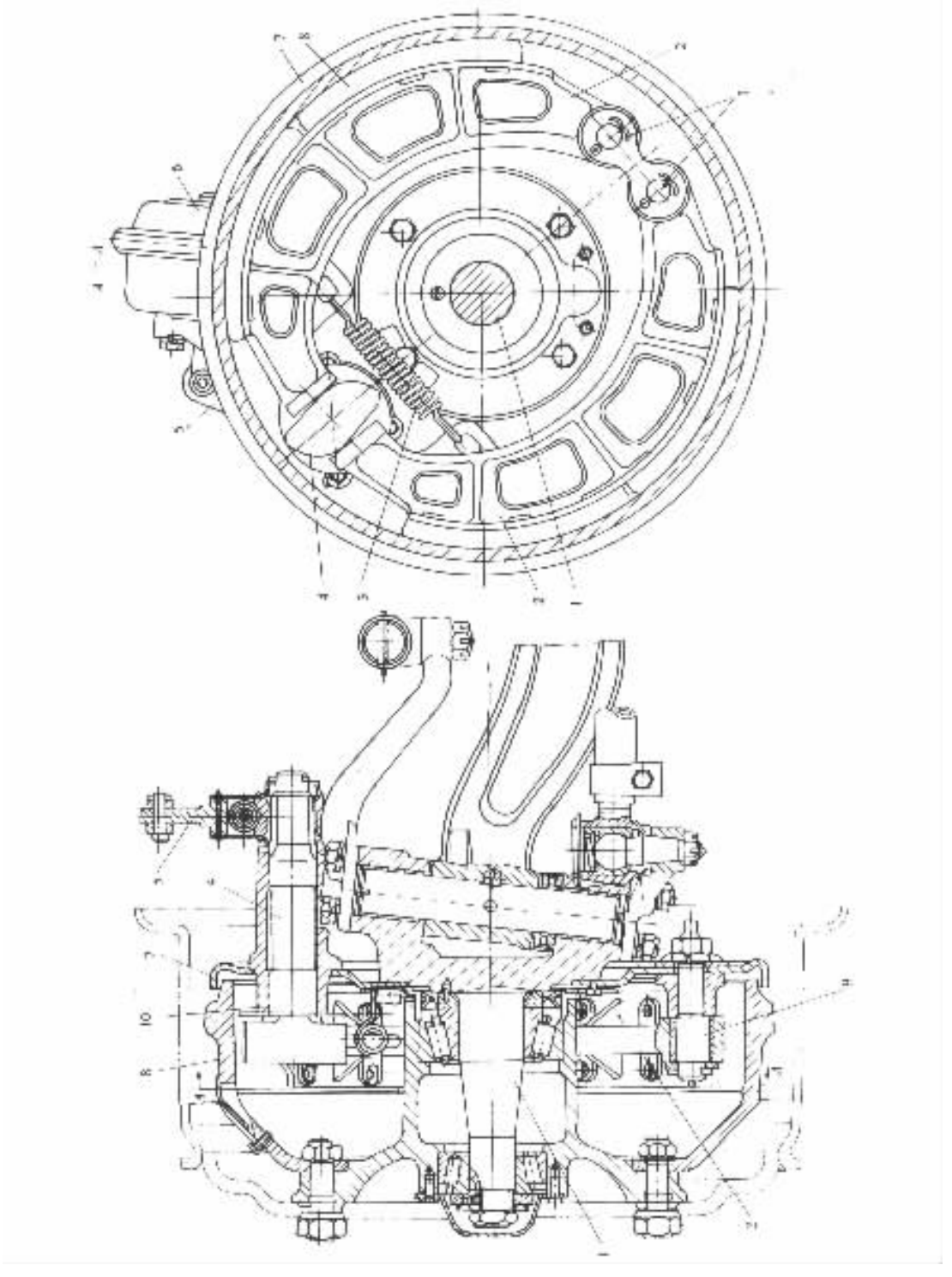


图 7－1－16　东风 EQ1090E 型汽车前轮制动器

1－转向节轴颈；2－制动蹄；3－复位弹簧；4－制动凸轮轴；5－制动调整臂；6－制动气室；7－制动底板；8－制动鼓；9－支承销；10－制动凸轮轴支座

还应同时转动带偏心轴颈的支承销(如图 7－1－16 中的 9)。第二汽车制造厂规定东风 EQ1090E 型汽车制动器间隙标准值:靠近支承销的一端为 0.25～0.40mm,靠近制动凸轮的一端为 0.40～0.55mm。

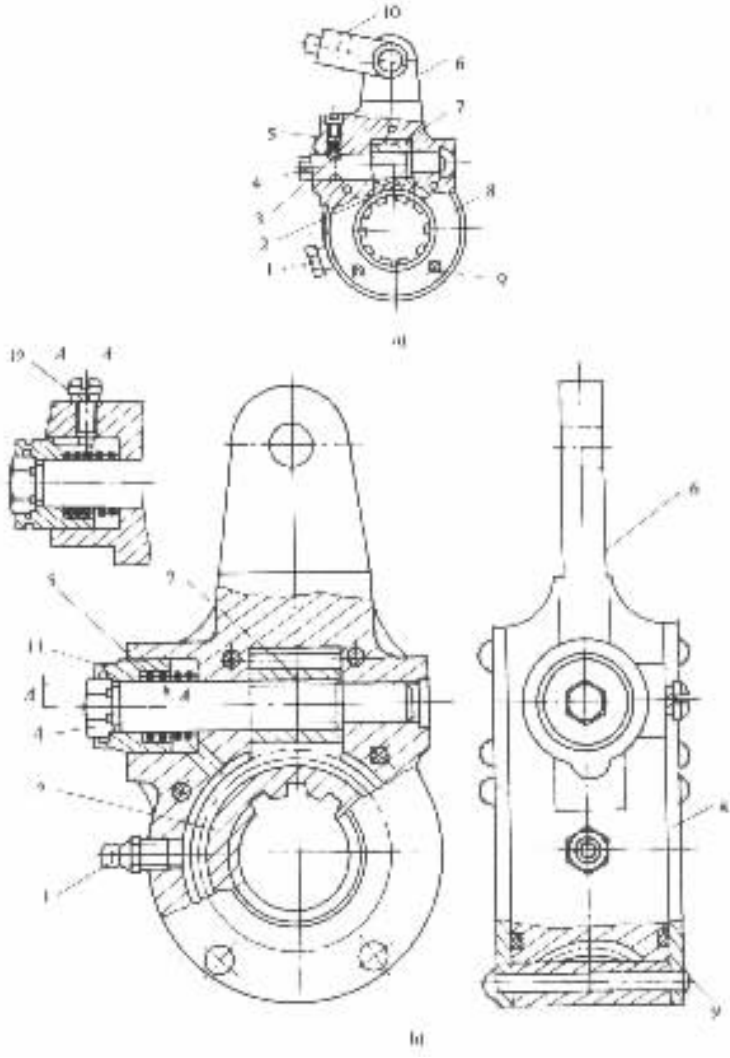


图 7－1－17 凸轮式制动器的制动调整臂

1－滑脂嘴;2－调整涡轮;3－锁止球;4－蜗杆轴;5－弹簧;6－制动调整臂体;7－调整蜗杆;8－盖;9－铆钉;10－制动气室推杆;11－锁止套;12－锁止螺钉

图 7－1－18 所示为黄河 JN181C13 型汽车的前轮制动器。其中采用了渐开线轮廓的 S 形制动凸轮。S 凸轮的特点是促动力对凸轮中心的力臂为一定值(等于基圆半径的 1/2),与凸轮转角无关。故不论制动器间隙和制动蹄摩擦片磨损程度如何,凸轮对蹄端的促动力始终不变。但这种凸轮轮廓在加工工艺上比较复杂。

黄河 JN1181C13 型汽车制动器的制动凸轮与制动蹄之间采用滚轮传动,借以提高机械效率。为了防止摩擦片偏磨和减轻制动噪声,将制动底板做得刚度较大,而且下部支承销座采用跨支式。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

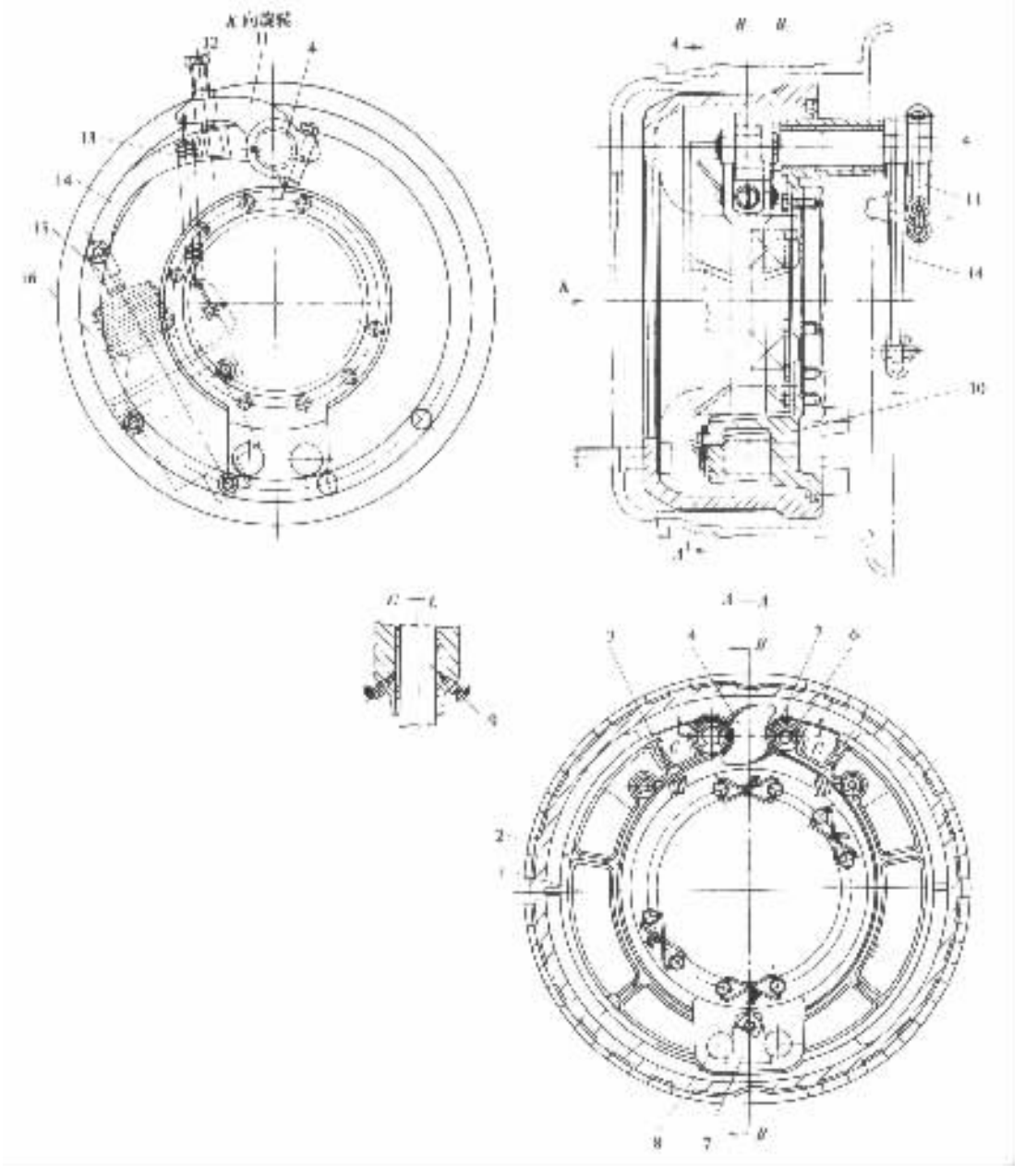


图 7－1－18　黄河 JN1181C13 型汽车前轮制动器

1. 制动蹄；2－制动鼓；3－复位弹簧；4－制动凸轮轴；5－滚轮；6－滚轮轴；7－支承销锁片；8－支承销；9－滑脂嘴；10－制动底板；11－调整臂；12－调整螺钉；13－调整臂弹簧；14－制功臂；15－制动气室推杆；16－制动气室

制动鼓 2 外表面铸有许多轴向肋片，有助于散热和提高刚度。

制动蹄支承销不带偏心轴颈。制动器间隙调整仅靠改变制动凸轮轴原始角位置来实现。与制动气室推杆 15 连接的制动臂 14 松套在制动凸轮轴上，而调整臂 11 则用花键与制动凸轮轴连接。图中表示制动臂处于不制动时的原始位置。调整臂一端装有调整螺钉 12。调整臂由复位弹簧 13 拉向制动臂，到螺钉 12 接触制动臂为止。将螺钉 12 旋入，则制动器间隙减小，反之则增大。黄河 JN1181C13 型汽车的制动鼓上无检查孔，间隙不能直接测量，但可以根据为

消除制动器间隙所需的制动臂上端的摆动量来间接测量。在一般情况下，这一摆动量应为 15～35mm。调整时若发现调整螺钉的螺纹部分长度不够用，可将调整臂从凸轮轴上取下，转过一个花键齿，再装复调整。

黄河 JN1181C13 型汽车不装设中央制动器，而以后轮上的行车制动器兼充驻车制动器。故该车上还有一套手控机械式驻车制动传动机构，可以直接带动两个后轮制动器的制动臂转到制动位置。

解放 CA1091 型汽车的车轮制动器也为凸轮式制动器，其结构与东风 EQ1090E 型汽车的车轮制动器相类似。

（三）楔式制动器

楔式制动器中两蹄的布置可以是领从蹄式，也可以是双向双领蹄式。作为制动蹄促动件的制动楔本身的促动装置可以是机械式、液压式或气压式。

图 7－1－19 所示为用于美国 WABCO（威斯汀豪斯气压制动器公司）120C 型重型自卸车前轮的双向双领蹄楔式制动器（图中 $A—A$ 和 $B—B$ 剖视图是经过放大的）。从 $B—B$ 剖视图可以看出楔式促动装置和间隙自调装置的结构。

两制动蹄端部的圆弧面分别浮支在柱塞 3 和柱塞（实际上是柱塞组件）6 的外端面直槽底面上。柱塞 3 和 6 的内端面都是斜面，与支于隔离架 5 两边槽内的滚轮 4 接触。制动时，轮缸活塞 15 在液压作用下推使制动楔 13 向内移动。后者又使二滚轮一面沿柱塞斜面向内滚动，一面推使二柱塞 3 和 6 在制动底板 7 的孔中外移一定距离，从而使制动蹄压靠到制动鼓上。轮缸液压一旦撤除，这一系列零件即在制动蹄复位弹簧的作用下各自复位。导向销 1 和 10 用以防止两柱塞转动。

为实现制动器间隙自动调整，将柱塞 6 设计成杯状，其内圆面与调整螺母 8 作动配合。调整螺母内旋入具有带齿凸缘的调整螺钉 9。调整螺母 8 同时又是一个斜齿圆柱齿轮（本例中的轮齿螺旋角为 30°），其齿廓是锯齿形。导向棘爪销的内端面也加工出棘齿，可在弹簧 11 作用下与调整螺母外圆面的齿保持啮合。

由调整螺母 8、调整螺钉 9 及导向棘爪 10 组成的间隙自调装置是阶跃式的，其工作过程见图 7－1－20。制动器实际间隙等于设定间隙时，各有关零件的相对位置如图 7－1－20a）。此时，导向棘爪销 10 限定了调整螺钉 9 的内极限位置 A。制动时，调整螺母连同调整螺钉被调整柱塞 6 推出（图 7－1－20b），同时导向棘爪销被顶入其导向孔内。与制动器设定间隙相应的调整螺母行程 Δ 应小于调整螺母外齿轮的轴向周节 t_a。制动器间隙等于或略大于设定值时，自调装置并不起调整作用。只有在摩擦片磨损等情况所造成的柱塞过量行程达到 $t_a-\Delta$ 的情况下施行制动时，导向棘爪方能在错过一齿的情况下重新与调整螺母外齿轮进入啮合（图 7－1－20c）。解除制动时，导向棘爪销的限位作用使得调整螺母不能轴向平移复位，但却能相对于棘爪销和调整螺钉转动 $1/z$ 周（z 为调整螺母外齿轮的实际齿数），并带动调整柱塞复位（图 7－1－20d）。与此同时，不能转动的调整螺钉便相对于调整螺母向外伸出一定距离 t'/z（t' 为调整螺钉的螺距）。只要设计得使 $t'/z=t_a-\Delta$，制动器间隙便可一举恢复到设定值。

二、盘式制动器

按摩擦副中固定元件的结构，盘式制动器可分为钳盘式和全盘式两大类。

钳盘式制动器是由旋转元件（制动盘）和固定元件（制动钳）组成。

制动盘是摩擦副中的旋转件，它是以端面工作的金属圆盘。制动钳是由装在横跨制动盘

试读结束：需要全本请在线购买：www.ertongbook.com

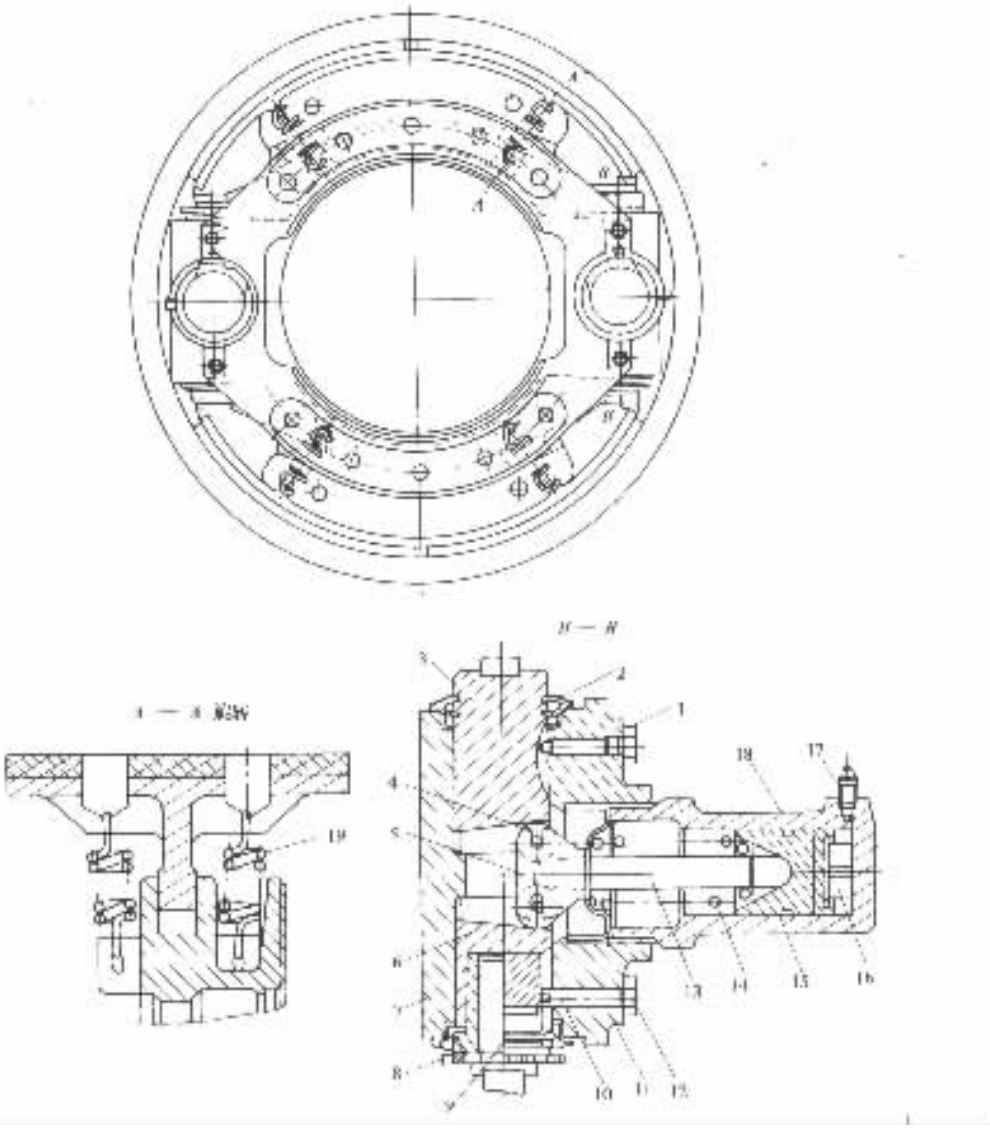


图 7－1－19　WABCO120C 型汽年前轮制动器

1－导向销；2－防尘罩；3－柱塞；4－滚轮；5－滚轮隔离架；6－调整柱塞；7－制动底板；8－调整螺母；9－调整螺钉；10－导向棘爪销；11－弹簧；12－螺塞；13－制动楔；14－制动楔复位弹簧；15－轮缸活塞；16－活塞限位块；17－放气螺钉；18－轮缸体；19－制动蹄复位弹簧

两侧的夹钳形支架中的制动块和促动装置组成。制动块是由工作面积不大的摩擦块和金属背板组成。每个制动器中一般有 2～4 个制动块。

全盘式制动器的旋转件也是以端面工作的金属圆盘(制动盘),其固定元件是呈圆盘形的金属背板和摩擦片。工作时制动盘和摩擦片间的摩擦面全部接触。

钳盘式制动器过去只用做中央制动器,但目前则越来越多地被各级轿车和货车用做车轮制动器,全盘式制动器只有少数汽车(主要是重型汽车)采用为车轮制动器,个别情况下还可作为缓速器。

(一)钳盘式制动器

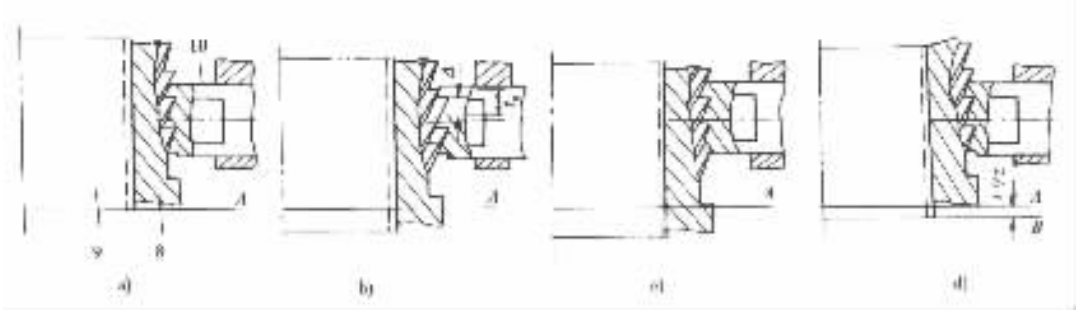


图 7－1－20 WABCO120C 型汽车制动器间隙自调装置的工作过程

A－调整前调整螺钉内极限位置；*B*－调整后调整螺钉内极限位置；图注 8、9、10－同图 7－1－19

钳盘式制动器又可分为定钳盘式(图 7－1－21a)和浮钳盘式(图 7－1－21b、c)两类。

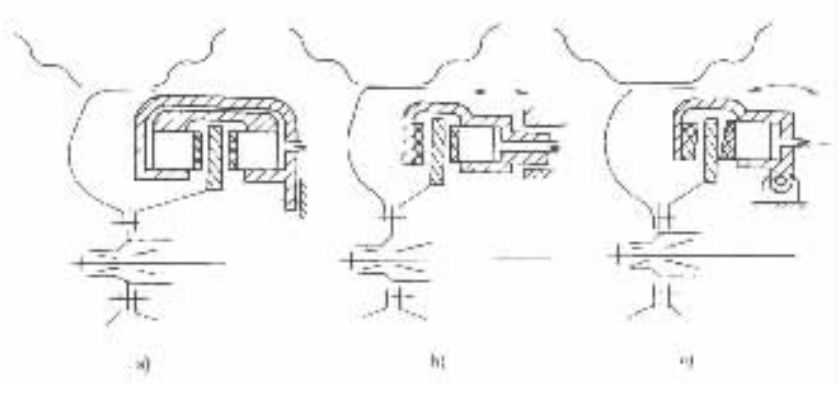


图 7－1－21 钳盘式制动器示意图

a)定钳盘式制动器；b)滑动钳盘式制动器；c)摆动钳盘式制动器

1. 定钳盘式制动器

定钳盘式制动器的制动钳固定安装在车轿上，既不能旋转，也不能沿制动盘轴线方向移动，因而其中必须在制动盘两侧都装设制动块促动装置(例如相当于制动轮缸的油缸)，以便分别将两侧的制动块压向制动盘。

图 7－1－22 所示为丰田－王冠轿车采用的定钳盘式制动器在前桥上的安装情况。制动盘用 5 个螺钉 2 固定在前轮毂 1 上；制动钳 8 则用两个螺钉 9 固定在前桥转向节 5 上(见 *A*—*A* 剖面图)。在转向节凸缘上还借四个螺栓 10 固定着用钢板冲压制成的制动器护罩 4。护罩又焊有加强盘 7 及制动油管支架 6。调整垫片 11 用以调整制动钳的支承部分与制动盘的距离 *L*，使不小于一定值。

制动钳的构造见图 7－1－23。制动钳体由内侧钳体 1 和外侧钳体 2 借螺钉 19 连接而成。制动盘 21 伸入制动钳的两个制动块 3 之间。制动块由以石棉为基础材料加热模压制成的摩擦块 23 和钢质背板 22 铆合并粘结而成，通过两根导向销 15 悬装在钳体上，并可沿导向销移动。内外两侧钳体和 2 实际上各为一个液压油缸缸体，其中各有一个活塞 4。油缸壁上有梯形截面环槽，其中嵌入矩形截面的活塞密封圈 8。将制动钳安装到汽车上时，须将进油口防污螺塞 18 取下，再将油管接头旋入进油口，并使之压紧在垫塞 17 上。内、外侧钳体的前部有油道将两侧油缸接通。内侧油缸的油道中装有放气阀 13。

内容仅为参考，WWW.ZHI.COM 免费下载

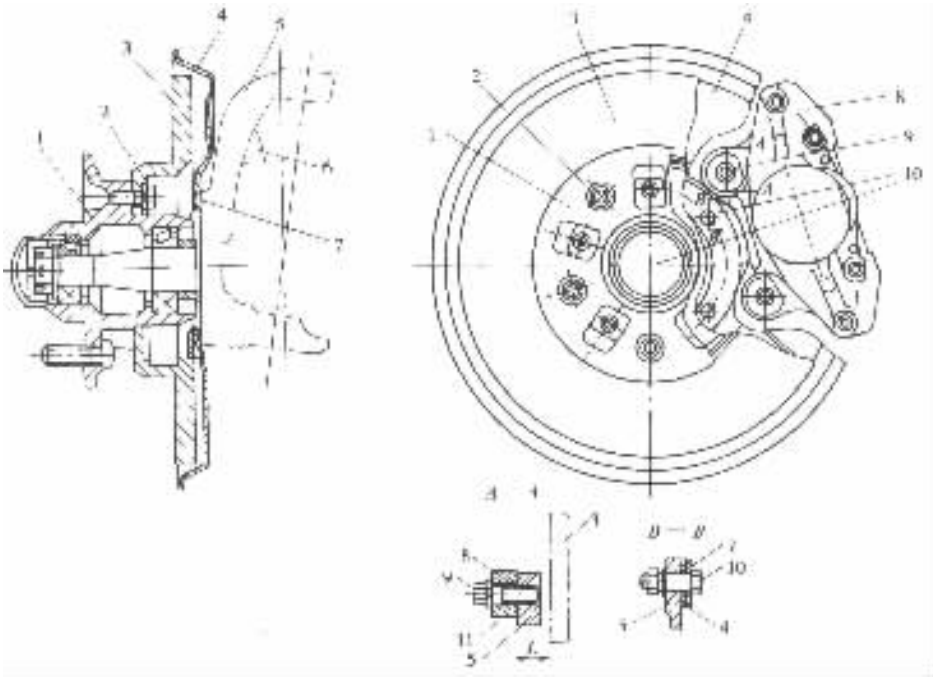


图 7－1－22　丰田－王冠汽车前轮制动器安装图

1－前轮毂；2、9－螺钉；3－制动盘；4－制动器护罩；5－转向节；6－油管支架；7－护罩加强盘；8－制动钳；10－螺栓；11－调整垫片

制动器间隙的调整　制动时，制动液被压入内外两侧油缸中。两活塞 4 在液压作用下移向制动盘，并通过垫圈 5 和压圈 6 将制动块压靠到制动盘上。在活塞移动过程中，橡胶密封圈 8 的刃边在摩擦作用下随活塞移动，使密封圈产生弹性变形。相应于极限摩擦力的密封圈极限变形量 △，应等于制动器间隙为设定值时的完全制动所需活塞行程（图 7－1－24a）。解除制动时，活塞连同垫圈 5 和压圈 6 在密封圈 8 的弹力作用下退回，直到密封圈变形完全消失为止（图 7－1－24b）。此时摩擦块与制动盘之间的间隙（制动器间隙）即为设定间隙（在本例中为 0.1mm 左右）。

若制动器存在过量间隙，则制动时活塞密封圈变形量达到极限值 △ 以后，活塞仍可在液压作用下，克服密封圈的摩擦力而继续移动，直到实现完全制动为止。但解除制动后，制动器间隙即恢复到设定值，因活塞密封圈将活塞拉回的距离仍然等于 △。由此可见，活塞密封圈能兼起活塞复位弹簧和一次调准式间隙自调装置的作用。

油缸活塞与制动块之间通过消声片 11、压圈 6 和粉末冶金垫圈 5 来传力，可以减轻制动时发生的噪声。

利用活塞密封圈的弹性能和定量变形来使活塞复位并自调间隙的方案，可使制动钳结构简单，造价低廉，故在轻、中型轿车上获得广泛应用。但这种结构对橡胶圈的弹性、耐热性、耐磨性、刃边的几何精度及粗糙度的要求较高，而且所能保持的制动器间隙较小，在保证彻底解除制动方面还不十分可靠。因此，不少轿车和货车的盘式制动器中装设有专门的间隙自调装置。这种装置的方案大多是摩擦限位一次调准式，如图 7－1－25。活塞 1 支靠在止动盘 2 上，而后者的位置又受限于摩擦环片 5。止动盘与挡圈 3 之间的装配间隙即等于制动器具有设定间隙时的完全制动所需活塞行程。制动器间隙超过设定值时，活塞可在液压作用下带动摩擦

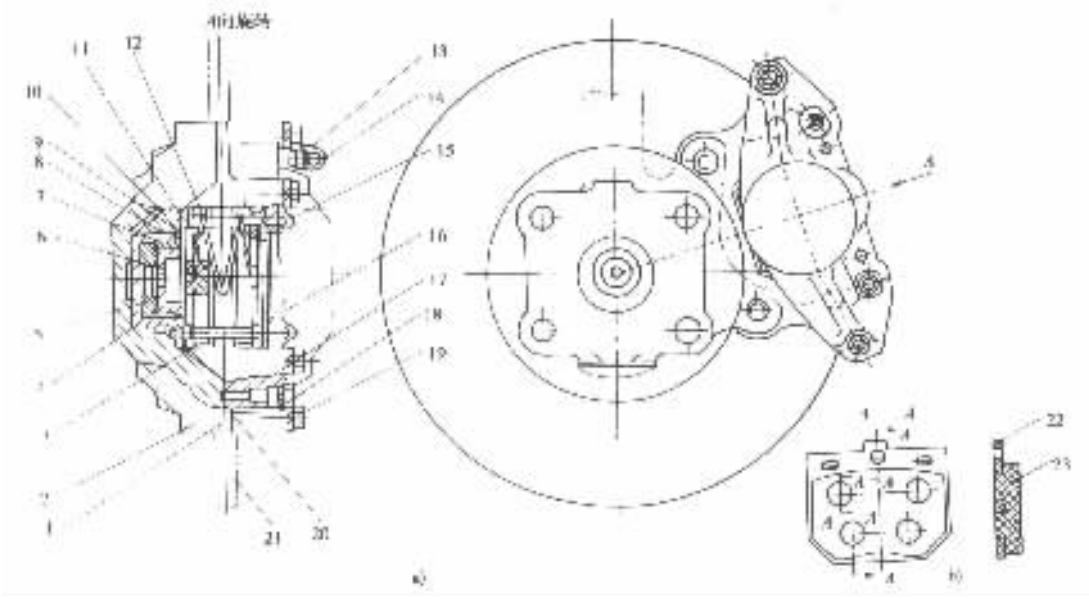


图 7－1－23 丰田－王冠轿车盘式前轮制动器的制动钳

a)制动钳 ;b)制动块

1－内侧钳体 ;2－外侧钳体 ;3－制动块 ;4－活塞 ;5－活塞垫圈 ;6－压圈 ;7－压圈密封圈 ;8－活塞密封圈 ;9－橡胶防护罩 ;10－防护罩锁圈 ;11－消声片 ;12－弹簧 ;13－放气阀 ;14－放气阀防护罩 ;15－制动块导向销 ;16－R 形销 ;17－进油口垫塞 ;18－防污螺塞(装接油管时取下) ;19－螺钉 ;20－橡胶垫圈 ;21－制动盘 ;22－制动块背板 ;23－制动块摩擦块

环片和止动盘相对于摩擦销 9 左移到完全制动。解除制动时,活塞只能在密封圈弹力作用下退回到被止动盘所限定的新的极限位置。

制动器过量间隙由于摩擦环片与摩擦销相对位移而得到了补偿。

南京依维柯轻型汽车的前轮制动器与丰田－王冠轿车的前轮制动器的结构类似,也是定钳盘式制动器,但是在制动盘的内外两侧各有两个油缸。

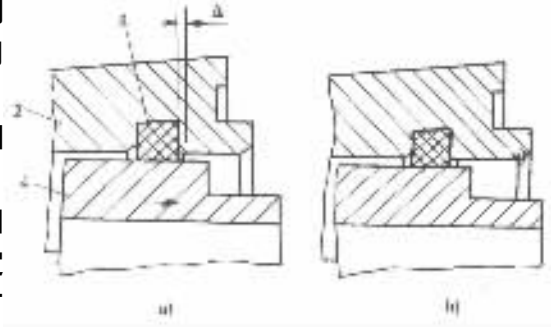


图 7－1－24 活塞密封圈的工作情况

(图注同图 7－1－23)

定钳盘式制动器中油缸的结构与制造工艺都与一般制动轮缸相近,故在 50 年代中期盘式制动器问世时即采用了这种结构,直到 60 年代末仍然盛行。但是这种制动器存在着以下缺点:(1)油缸较多,使制动钳结构复杂;(2)油缸分置于制动盘两侧,必须用跨越制动盘的钳内油道或外部油管来连通。这必然使得制动钳的尺寸过大,难以安装在现代化轿车的轮辋内;(3)热负荷大时,油缸(特别是外侧油缸)和跨越制动盘的油管或油道中的制动液容易受热汽化;(4)若要兼用驻车制动,则必须加装一个机械促动的驻车制动钳。这些缺点使得定钳盘式制动器难以适应现代汽车使用要求,故自 70 年代以来,逐渐让位于浮钳盘式制动器。

2. 浮钳盘式制动器

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

按制动钳的运动方式，浮钳式制动器又可分为滑动钳盘式制动器（参看图 7－1－21b）和摆动钳盘式制动器（图 7－1－21c）。

滑动钳盘式制动器的制动钳可以相对制动盘作轴向滑动。其中只在制动盘的内侧设置油缸，而外侧的制动块则附装在钳体上。

摆动钳盘式制动器也是单侧设置油缸，其制动钳体与固定在车轴上的支座铰接，故不能滑动，而是在与制动盘垂直的平面内摆动以实现制动。为使制动块磨损均匀，常将摩擦块预先做成楔形（摩擦面相对背板平面的倾斜角约 6°），见图 7－1－21c）。

使用实践证明，滑动钳盘式制动器结构简单紧凑，且便于安装，因此被越来越多地采用在轿车和一些轻型汽车上。例如，红旗 CA7220 型、奥迪 100 型、捷达、桑塔纳、夏利等轿车以及北京切诺基轻型越野汽车的前轮均采用这种滑动钳式的浮钳盘式制动器。为说明问题方便，下面所讲的浮钳盘式制动器，即单指滑动钳式的浮钳盘式制动器。

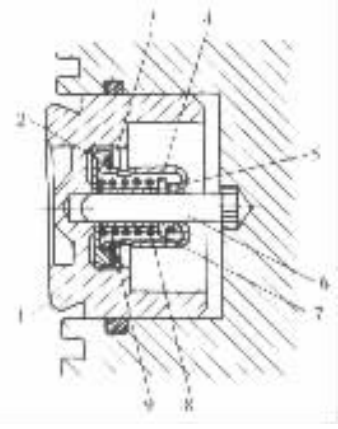


图 7－1－25　波舍尔轿车盘式制动器间隙自调装置

1－活塞；2－止功盘；3－挡圈；4－弹簧罩；5－摩擦环片；6－摩擦销；7－隔环；8－压缩弹簧；9－隔套

浮钳盘式制动器的工作原理见图 7－1－26，制动钳支架 3 固定在转向节上，制动钳体 1 与支架 3 可沿导向销 2 轴向滑动。制动时，活塞 8 在液压力 P_1 作用下，将活动制动块 6（带摩擦块磨损报警装置）推向制动盘 4。与此同时，作用在制动钳体 1 上的反作用力 P_2 推动制动钳体沿导向销 2 向右移动，使固定在制动钳体上的制动块 5 压靠到制动盘上。于是制动盘两侧的摩擦块在 P_1 和 P_2 力的作用下夹紧制动盘，使之在制动盘上产生与运动方向相反的制动力矩，促使汽车制动。

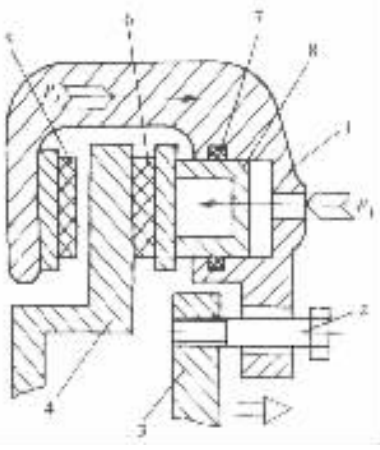


图 7－1－26　浮钳盘式制动器工作原理示意图

1－制动钳体；2－导向销；3－制动钳支架；4－制动盘；5－固定制动块；6－活动制动块（带摩擦块磨损报警装置）；7－活塞密封圈；8－活塞

图 7－1－27 所示为红旗 CA7220 型和奥迪 100 型轿车的前轮浮钳盘式制动器构造图。制动钳支架 5 固定在转向节上。制动钳体 1 用紧固螺栓 2 与制动钳导向销 3 连接，导向销插入制动钳支架的孔中作动配合，于是制动钳体可沿导向销轴线作轴向滑动。制动盘 6 的内侧悬装有活动制动块 10，而外侧的制动块 7 则固定在制动钳支架 5 的内端面上（两制动块中的摩擦块用无石棉半金属摩擦材料制成）。制动钳只在制动盘内侧有油缸。制动时，制动盘内侧的活动制动块在液压作用下由活塞 12 推靠制动盘 6，同时制动钳上的反力将附装在制动钳支架中的固定制动块也推靠到制动盘 6 上。活塞上的橡胶密封圈 11 在制动时变形，解除制动时便回复原状，使活塞复位。若制动器产生了过量间隙，则活塞将相对于密封圈滑移，借此实现间隙自动调整。当活动摩擦块磨损到允许极限厚度时，报警开关 16 便接通电路而对驾驶员发出警报信号。

与定钳盘式制动器相反，浮钳盘式制动器的单侧油缸结构不需要跨越制动盘的油道，故不仅轴向和径向尺寸较小，有可能布置得更接近车轮轮毂，而且制动液受热汽化的机会较少。

此外，浮钳盘式制动器在兼充行车和驻车制动器的情况下，不用加设驻车制动钳，只须在

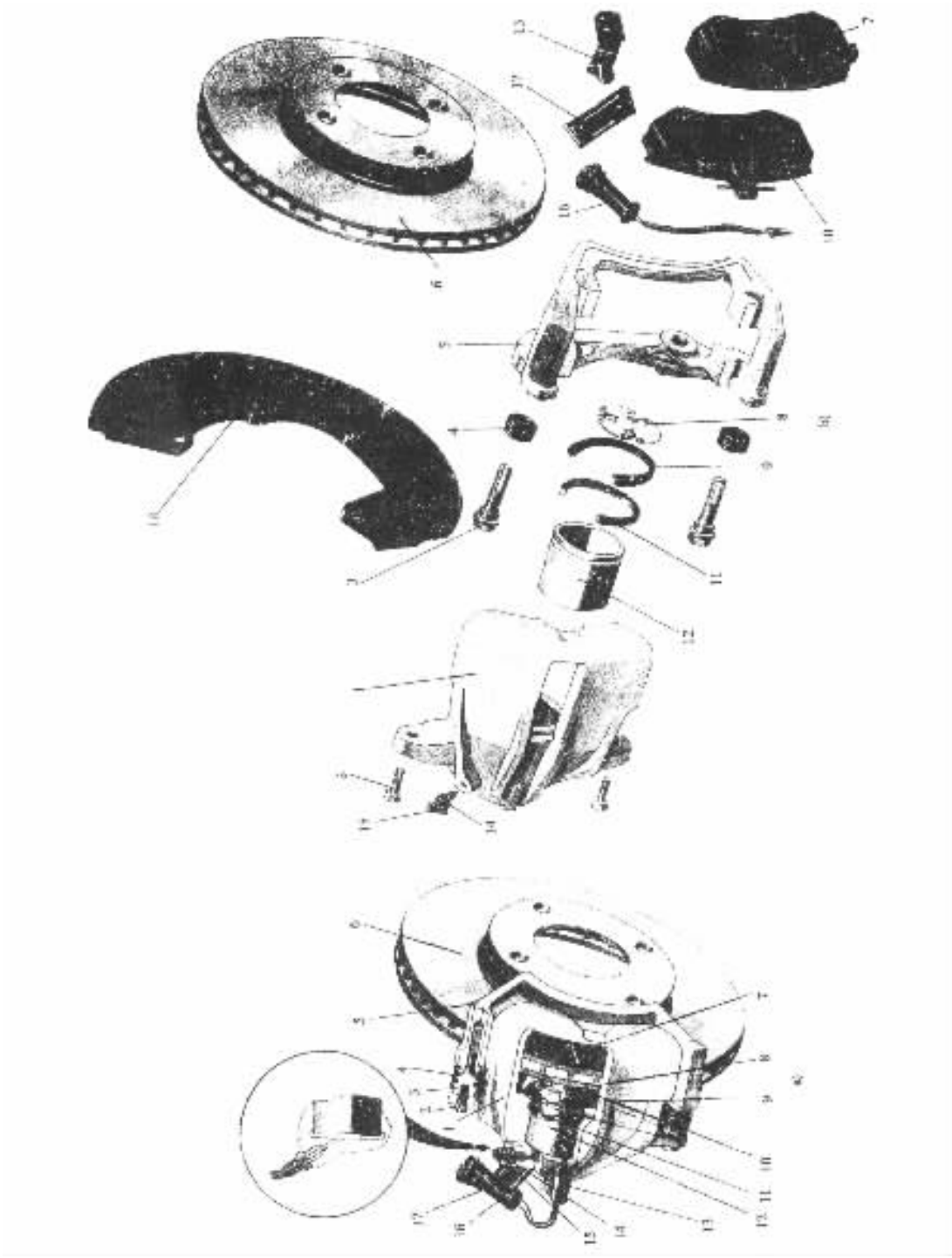


图 7－1－27 红旗 CA7220 型轿车的前轮浮钳盘式制动器

1－制动钳体；2－紧固螺栓；3－制动钳导向销；4－折叠防护套；5－制动钳支架；6－制动盘；7－固定制动块；8－消声片；9－防尘罩；10－活动制动块(连接着摩擦块磨损报警装置)；11－橡胶密封圈；12－活塞；13－电线导向夹；14－放气螺钉；15－放气螺钉帽；16－摩擦块磨损报警开关；17－电线夹；18－挡尘盘

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

行车制动钳油缸附近加装一些用以推动油缸活塞的驻车制动机械传动零件即可。

用于汽车后轮的，带驻车制动传动装置的DBA盘式制动器的浮式制动钳见图7－1－28。自调螺杆9穿过制动钳体1的孔。膜片弹簧8使螺杆右端斜面与驻车制动杠杆7的凸轮斜面始终贴合。螺杆左端切有粗牙螺纹的部分旋转着自调螺母12。螺母的凸缘左边部分被扭簧13紧箍着。扭簧的一端固定在活塞上，而另一端则自由地抵靠螺母凸缘。推力球轴承11固定在螺母凸缘的右侧，并被固定在活塞14上的挡片10封闭。轴承11与挡片10之间的装配间隙即等于制动器间隙为设定值时完全制动所需的活塞行程。

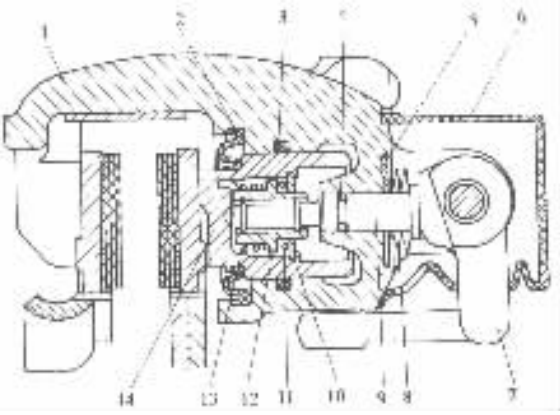


图7－1－28　DBA盘式制动器的浮式制动钳

1－制动钳体；2－活塞护罩；3－活塞密封圈；4－自调螺杆密封圈；5－膜片弹簧支承垫圈；6－驻车制动杠杆护罩；7－驻车制动杠杆；8－膜片弹簧；9－自调螺杆；10－挡片；11－推力球轴承；12－自调螺母；13－螺母扭簧；14－活塞

在制动器间隙大于设定值的情况下施行行车制动时，活塞在液压作用下左移。到挡片与轴承间的间隙消失后，活塞所受液压推力便通过推力轴承作用在自调螺母凸缘上。因为自调螺杆受凸轮斜面和膜片弹簧的限制，不能转动，也不能轴向移动，所以这一轴向推力便迫使自调螺母转动，并且随活塞相对于螺杆左移到制动器过量间隙消失为止。此时扭簧张开，且其螺圈直径略有增大。撤除液压后，活塞密封圈3使活塞退回到制动器间隙等于设定值的位置，而扭簧13的自由端则由于所受摩擦力矩的消失而转回原位。这样，自调螺母即保持在制动时达到的轴向位置不动，从而保证了挡片3与推力轴承之间的间隙为原值。

施行驻车制动时，在驻车制动杠杆7的凸轮推动下，自调螺杆连同自调螺母一直左移到螺母接触活塞底部。此时，由于扭簧的阻碍，自调螺母不可能倒转着相对于螺杆向右移动。于是轴向推力乃通过活塞传到制动块上而实现制动。解除驻车制动时，自调螺杆在膜片弹簧8的作用下，随着驻车制动杠杆复位。

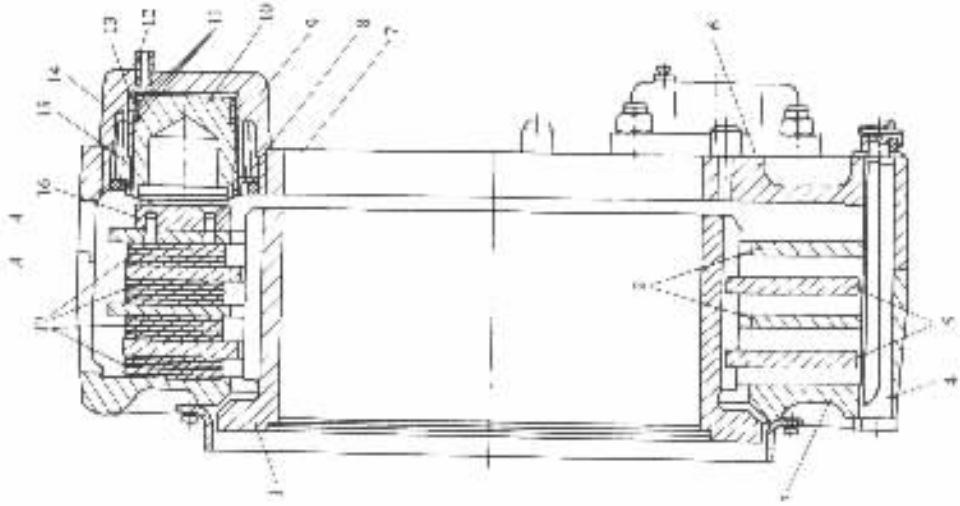
（二）全盘式制动器

全盘式制动器摩擦副的固定元件和旋转元件都是圆盘形的，分别称为固定盘和旋转盘。其结构原理与摩擦离合器相似。法国产梅西尔全盘制动器的构造见图7－1－29。

制动器壳体由盆状的外侧壳体3和内侧壳体6组成，用12个螺栓4连接，而后通过外侧壳体固定于车桥上。每个螺栓上都铣切出一个平键。装配时，两个固定盘2以外周缘上的12个键槽与12个螺栓上的平键作动配合，从而固定了其角位置，但可以轴向自由滑动。两面都铆有8块扇形摩擦片的两个旋转盘5与旋转花键毂1借滑动花键连接。花键毂则固定于车轮轮毂上。

内侧壳体上装有4个油缸。不制动时，活塞套筒9由复位弹簧8推到外极限位置。套筒9的台肩与固定弹簧盘15之间保有的间隙△等于制动器间隙为设定值时完全制动所需活塞行程。带有3个密封圈11的活塞10与套筒作动配合。

制动时，油缸活塞连同套筒在液压作用下，压缩复位弹簧8，将所有的固定盘和旋转盘都推向外侧壳体（实际上是一个单面工作的固定盘）。各盘互相压紧而实现完全制动时，油缸中的间隙△乃消失。解除制动时，复位弹簧8使活塞和套筒回位。



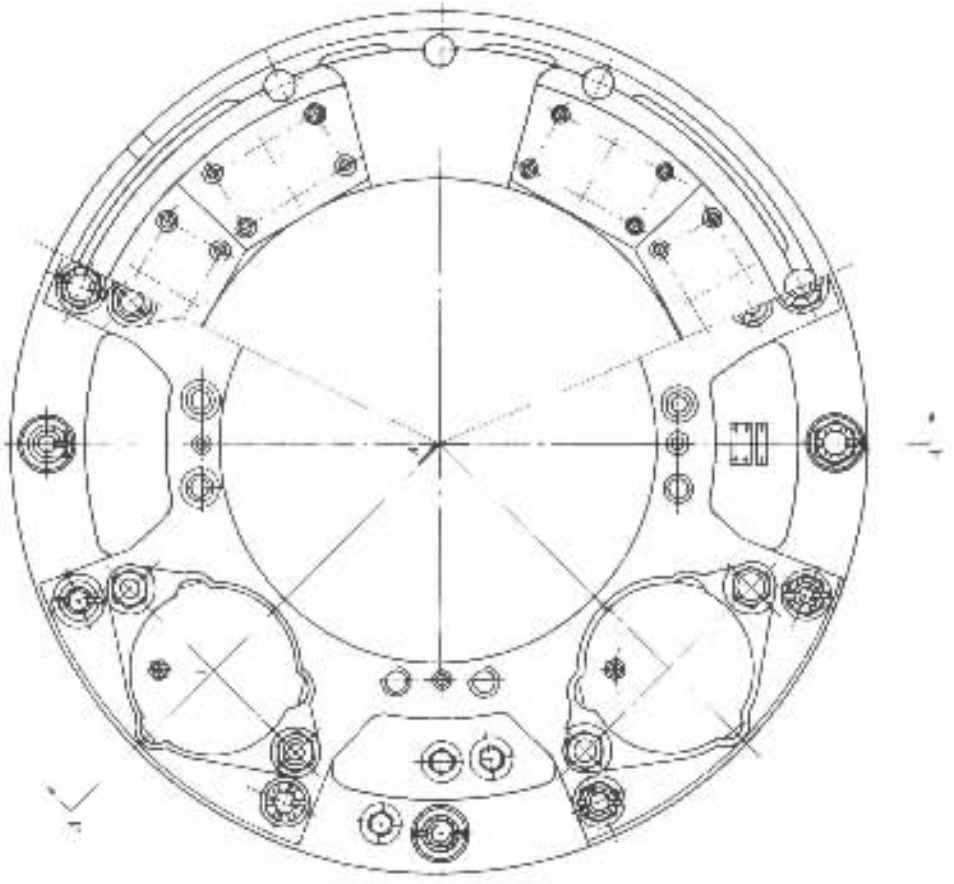


图 7－1－29 梅西尔多片全盘式制动器

1－旋转花键毂；2－固定盘；3－外侧壳体；4－带键螺栓；5－旋转盘；6－内侧壳体；7－调整螺圈；8－活塞套筒复位弹簧；9－活塞套筒；10－活塞；11－活塞密封圈；12－放气阀；13－套筒密封圈；14－油缸体；15－固定弹簧盘；16－垫块；17－摩擦片

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

在制动器有过量间隙的情况下制动时，间隙 △ 一旦消失，套筒 9 即停止移动，但活塞仍能在液压作用下克服密封圈 11 与套筒间的摩擦阻力而相对于套筒继续移动到完全制动为止。解除制动时，套筒在弹簧 8 作用下回复原位，而活塞与套筒的相对位移却不可逆转。于是制动器过量间隙不复存在。

多片全盘式制动器的各盘都封闭在壳体中，散热条件较差。因此有些国家正在研制一种强制液冷多片全盘式制动器。这种制动器完全密封，内腔充满冷却油液。冷却油在制动器内受热升温后，被油泵吸出，而后被压送入装在发动机水冷系中的热交换器，在此受发动机冷却水的冷却后再流回制动器。

盘式制动器与鼓式制动器相比，有以下优点：

1）一般无摩擦助势作用，因而制动器效能受摩擦系数的影响较小，即效能较稳定；

2）浸水后效能降低较少，而且只须经一两次制动即可恢复正常；

3）在输出制动力矩相同的情况下，尺寸和质量一般较小；

4）制动盘沿厚度方向的热膨胀量极小，不会像制动鼓的热膨胀那样使制动器间隙明显增加而导致制动踏板行程过大；

5）较容易实现间隙自动调整，其他维修作业也较简便。

盘式制动器不足之处是：

1）效能较低，故用于液压制动系时所需制动促动管路压力较高，一般要用伺服装置；

2）兼用于驻车制动时，需要加装的驻车制动传动装置较鼓式制动器复杂，因而在后轮上的应用受到限制。

目前，盘式制动器已广泛应用于轿车，但除了在一些高性能轿车上用于全部车轮以外，大都只用做前轮制动器，而与后轮的鼓式制动器配合，以期获得汽车在较高车速下制动时的方向稳定性。

在货车上，盘式制动器目前也采用得不少，但离普及还有相当距离。

第三节　人力制动系

人力制动系的制动能源仅仅是驾驶员的肌体。按其传动装置的结构形式，人力制动系有机械式和液压式两种。在汽车发展的早期，行车制动系和驻车制动系都是机械式的。20 世纪初，行车制动系开始采用液压传动装置，但多数还仅用于前轮制动。在 30 年代末，美国汽车的人力行车制动系已全部改成液压式，但就世界范围而言，直到 50 年代初，机械式行车制动系才全被淘汰。不过应当指出，在此以前，汽车的液压制动系已并非全属人力制动系，而是早已有一部分属于伺服制动系了。然而机械传动装置还是保留至今，主要用于驻车制动。

一、机械制动系

机械式驻车制动系的控制装置和传动装置主要由杠杆、拉杆、轴、摇臂等机械零件组成。其制动器可以是与行车制动系共用的车轮制动器（如红旗 CA7220 型、奥迪 100 型和桑塔纳等轿车以及黄河 JN1181C13 型货车等），也可以是专设的中央制动器（如红旗 CA7560、北京 BJ2020N、解放 CA1091、东风 EQ1090E 等型汽车用的驻车制动器）。

图 7－1－30 所示为红旗 CA7220 型轿车制动系布置图，其中驻车制动系是机械式的，并且与真空伺服式行车制动系共用后轮制动器。施行驻车制动时，驾驶员将驻车制动操纵杆 9 向

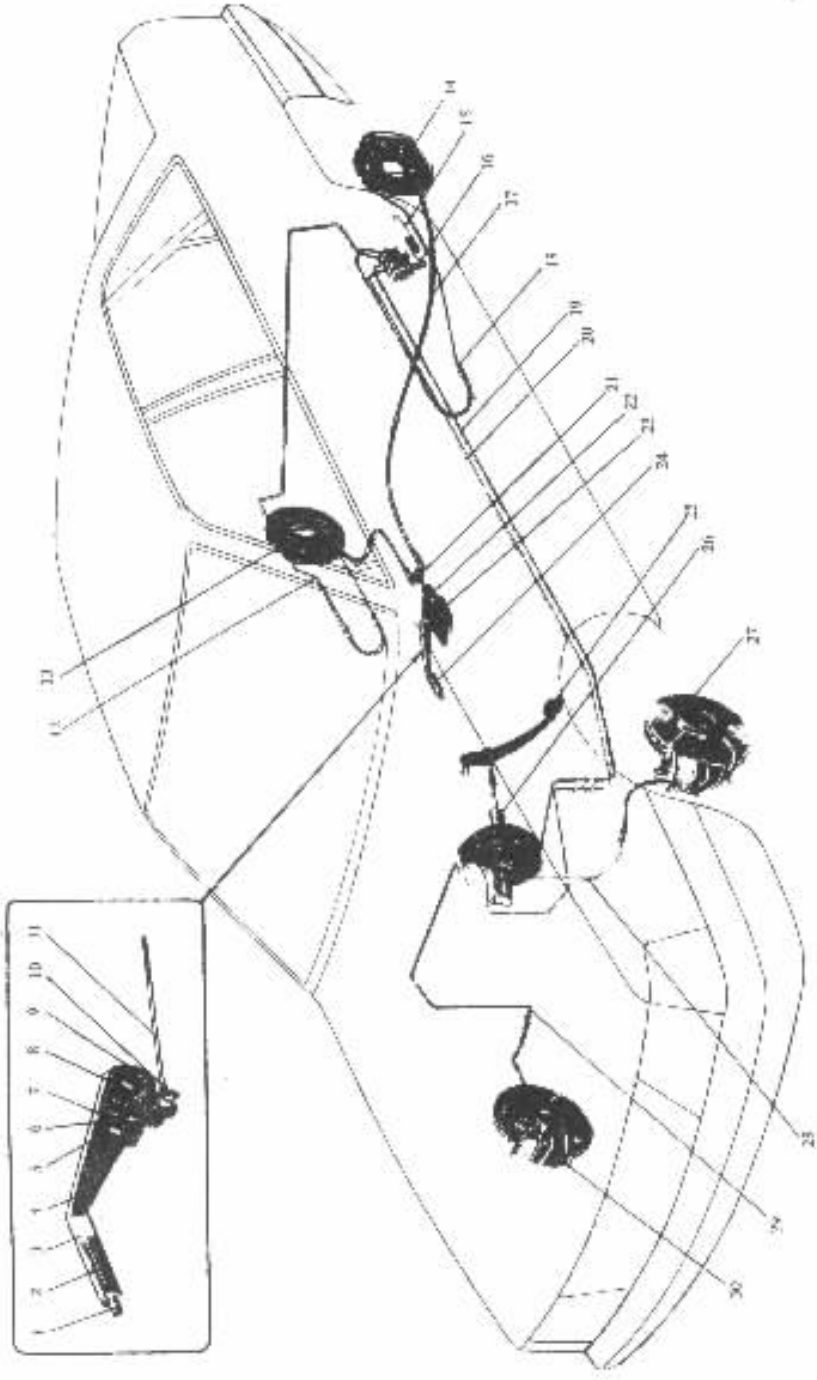


图 7－1－30 红旗 CA7220 型轿车制动系布置图

1－驻车制动压杆按钮；2－弹簧；3－限位块；4－棘爪压杆；5－O 形圈；6－棘爪；7－棘爪销；8－棘爪齿板；9－驻车制动操纵杆；10－滚轮；11－调整拉杆；12－调节阀接右后制动器油管；13－右后制动器；14－左后制动器；15－感载弹簧；16－制动压力调节阀；17－驻车制动操纵缆绳；18－调节阀接左后制动器油管；19－主缸主动腔经调节阀接左后制动器油管；20－主缸从动腔经调节阀接右后制动器油管；21－平衡杠杆；22－防尘套；23－支架；24－驻车制动操纵杆手柄；25－制动踏板；26－真空助力器；27－左前盘式制动器；28－主缸从动腔接左前盘式制动器油管；29－主缸主动腔接右前盘式制动器油管；30－右前盘式制动器

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

上扳起，便通过调整拉杆 11、平衡杠杆 21 将驻车制动操纵缆绳拉紧，从而促动两后轮制动器，施行驻车制动。此时，由于棘爪的单向作用，棘爪 5 便与棘爪齿板啮合，操纵杆不能反转，故整个驻车机械制动杆系能可靠地被锁定在制动位置。欲解除制动，须先将操纵杆 9 扳起少许，再压下操纵杆端头的压杆按钮 1，通过棘爪压杆 4 使棘爪 6 离开棘爪齿板 8。然后将操纵杆 9 向下推到解除制动位置。此时缆绳 17 放松，驻车制动解除，随后应立即放松操纵杆端按钮 1，使棘爪得以将整个驻车机械制动杆系锁止在解除制动位置。

驻车制动系必须可靠地保证汽车在原地停驻并在任何情况下不致自动滑行。这一点只有用机械锁止方法才能实现。这便是驻车制动系多用机械式传动装置的主要原因。

图 7－1－31 所示为采用中央制动器的北京 BJ2020N 型汽车的机械式驻车制动系。制动器为凸轮促动的双向自增力式。制动鼓 10 的腹板 11 借螺钉固定在分动器对后桥输出轴 8 的凸缘盘上。两制动蹄下端由弹簧 2 压靠到可调顶杆 1 两端，上端则由弹簧 3 拉靠到支承销 6 上。制动杠杆 7 位于右制动蹄的前方（向汽车前进方向看），上端与右蹄铰接，如虚线所示。制动时，杠杆 7 和推杆 5 的动作与本章第二节图 7－1－11 所示制动器的同名构件相同，此处不再赘述。制动杠杆 7 的下端借传动杆 13 与水平安装的摇臂 14 的内端连接。摇臂外端连接调整叉 16，中部支承在固定于分动器壳体上的垂直销轴上。制动时，通过制动操纵杆手柄 22 向后拉出制动操纵杆 20 和拉绳 17。调整叉即前移而使摇臂 14 绕其销轴转动，从而使制动杠杆转到制动位置。

双向自增力鼓式制动器用于驻车制动的优越性在于其正反向制动效能都很高，而其受热后效能衰退率大的弱点，则无关紧要，因为驻车制动的热负荷等于零。

操纵杆 20 上切有棘齿条。当操纵杆被拉出到制动位置后，装在操纵杆导套 19 上的棘爪 21 即在卷簧作用下与棘齿条啮合，使操纵杆固定在制动位置。

欲解除制动，以便汽车起步，应先将手柄 22 连同操纵杆顺时针转过一个角度，使棘齿条与棘爪脱离啮合，棘齿只压在操纵杆的光滑圆柱面上，然后再将操纵杆推入到原始位置。于是摇臂 14、制动杠杆、推杆、制动蹄都在复位弹簧作用下复位。放开手柄后，操纵杆即在弹簧作用下转回原始位置，棘爪重又将操纵杆锁住。

调整叉 16 用以调整制动操纵杆的行程，使得操纵杆被拉出到其棘齿条有 7～14 齿露出后即产生制动作用。

采用中央制动器的驻车制动系不宜用于应急制动，因为其制动力矩是作用在传动轴上的，在汽车行驶中紧急制动时，极易造成传动轴和驱动桥严重超载荷，还可能因差速器壳被抱死而发生左右两驱动轮的旋转方向相反，致使汽车制动时跑偏甚至掉头。

二、人力液压制动系

1. 人力液压制动系的组成和工作原理

人力液压制动系的基本组成和回路示于图 7－1－32。作为制动能源的驾驶员所施加的控制力，通过作为控制装置的制动踏板机构 4 传到容积式液压传动装置的主要部件——制动主缸 5。制动主缸属于单向作用活塞式油泵，其作用是将自踏板机构输入的机械能转换成液压能。液压能通过油管 3、8、6 输入前、后轮制动器 1 和 7 中的制动轮缸 2。制动轮缸属于单向作用活塞式油缸，其作用是将输入的液压能再转换成机械能，促使制动器进入工作状态。

制动踏板机构和制动主缸都装在车架上。因车轮是通过弹性悬架与车架联系的，而且有的还是转向轮，主缸与轮缸的相对位置经常变化，故主缸与轮缸间的连接油管除金属管（铜管）

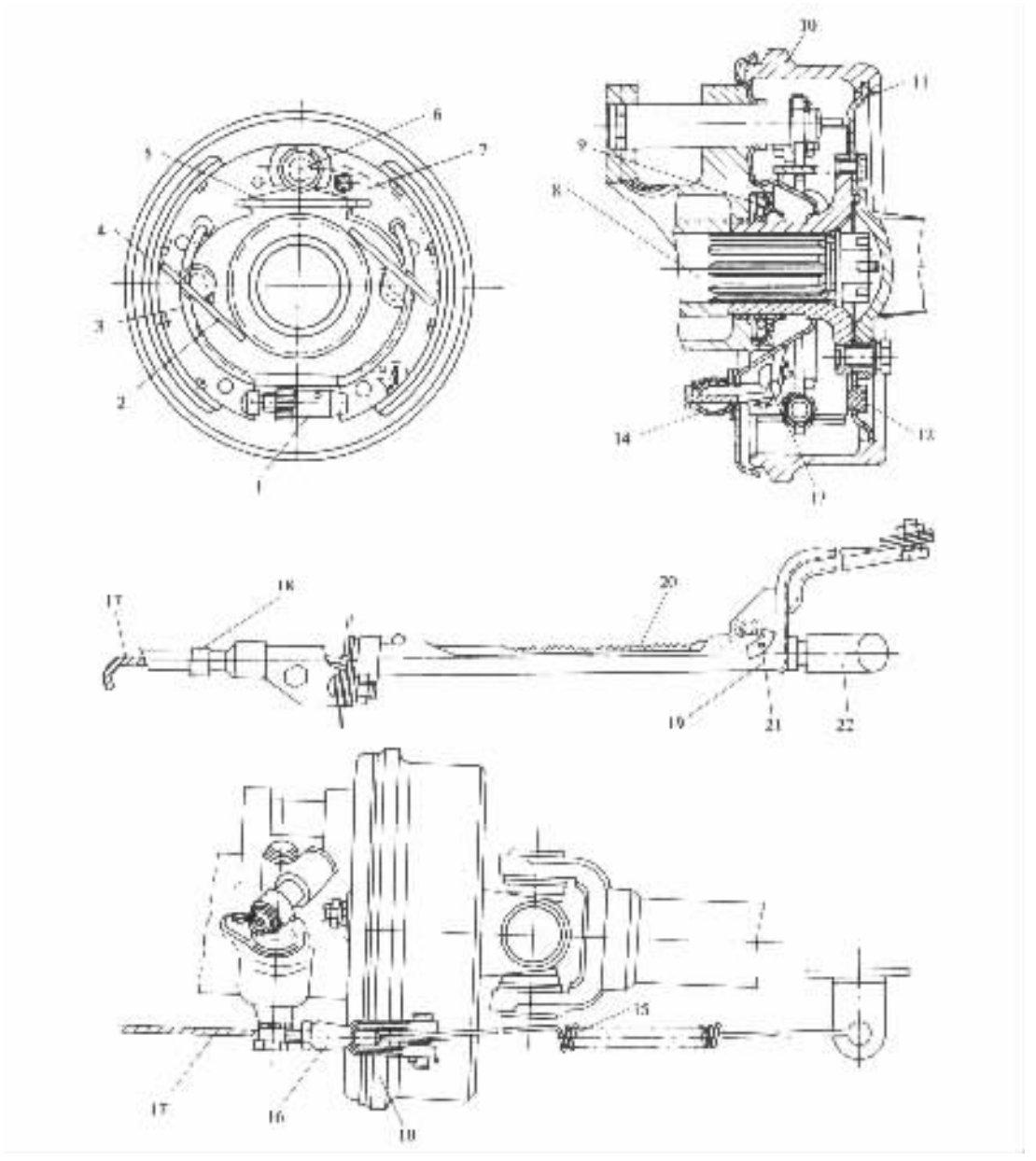


图 7－1－31 北京 BJ2020N 型汽车驻车制动器

1－可调顶杆；2－制动蹄压紧弹簧；3－制动蹄复位弹簧；4－制动蹄；5－制动推杆；6－支承销；7－制动杠杆；8－分动器对后桥输出轴；9－油封；10－制动鼓；11－制动鼓腹板；12－堵塞；13－制动杠杆传动杆；14－摇臂；15－摇臂复位弹簧；16－调整义；17－拉绳；18－拉绳导套；19－驻年制动操纵杆导套；20－驻车制动操纵杆；21－棘爪；22－操纵杆手柄

外，还有特制的橡胶制动软管。各液压元件之间及各段油管之间还有各种管接头。制动前，整个液压系统中应当充满专门配制的制动液。

踩下制动踏板，制动主缸即将制动液经油管压入前、后制动轮缸，将制动蹄推向制动鼓。在制动器间隙消失之前，管路中的液压不可能很高，仅足以平衡制动蹄复位弹簧的张力以及油液在管路中的流动阻力。在制动器间隙消失并开始产生制动力矩时，液压与踏板力方能继续

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

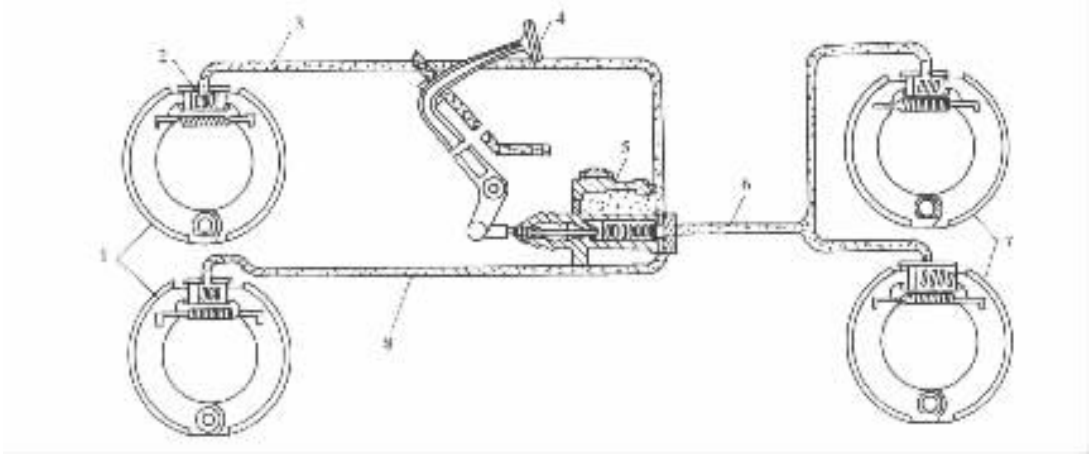


图 7－1－32　人力液压制动系示意图

1－前轮制动器；2－制动轮缸；3、6、8－油管；4－制动踏板机构；5－制动主缸；7－后轮制动器

增长，直到完全制动。从开始制动到完全制动的过程中，由于在液压作用下，油管（主要是橡胶软管）的弹性膨胀变形和摩擦元件的弹性压缩变形，踏板和轮缸活塞都可以继续移动一段距离。放开制动踏板，制动蹄和轮缸活塞在复位弹簧作用下复位，将制动液压回主缸。

显然，管路液压和制动器产生的制动力矩是与踏板力成线性关系的。若轮胎与路面间的附着力足够，则汽车所受到的制动力也与踏板力成线性关系。制动系的这项性能称为制动踏板感（或称路感），驾驶员可因此而直接感觉到汽车制动强度，以便及时加以必要的控制和调节。

自制动踏板到轮缸活塞的制动系传动比等于踏板机构杠杆比乘以轮缸直径同主缸直径之比。传动比愈大，则为获得同样大的制动力矩所需的踏板力愈小，但踏板行程却因此而愈大，使得制动操作不便。故要求液压制动系传动比合适，保证制动踏板力较小，同时踏板行程又不太大。对于人力液压制动系，考虑到制动器容许磨损量的踏板全行程不应超过 150mm（轿车）至 180mm（货车）。制动器间隙调整正常时，踩下踏板到完全制动的踏板工作行程不应超过全行程的 50%～60%。最大踏板力一般不应超过 350N（轿车）至 550N（货车）。

液压系统中若有空气侵入，将严重影响液压的升高，甚至使液压系统完全失效。因此在结构上必须采取措施以防止空气侵入，并便于将已侵入的空气排出。

2. 制动主缸

为了提高汽车行驶的安全性，并根据交通法规的要求，现代汽车的行车制动系都采用了双回路制动系。也就是采用串列双腔主缸（单腔制动主缸已被淘汰）组成的双回路液压制动系。目前采用双回路液压制动系的几乎都是伺服制动系或动力制动系。但是，在某些微型或轻型汽车上，为使结构简单，在制动踏板力不超出驾驶员体力范围的情况下，也有一些车型只采用串列双腔制动主缸而组成双回路液压制动系，但并非是伺服制动系或动力制动系。例如，图 7－1－33 所示就是人力液压制动系中采用的串列双腔制动主缸（原 JL 1010B 型微型汽车上采用的主缸）。该主缸相当于两个单腔制动主缸串联在一起而构成。储液罐（图中未示出）中的油液经每一腔的空心螺栓 5（其内腔形成储液室）和各自的旁通孔 10、补偿孔 11 流入主缸前、后腔。在主缸前、后工作腔内产生的液压分别经各自的出油阀 3 和各自的管路传到前、后轮制动器的轮缸。

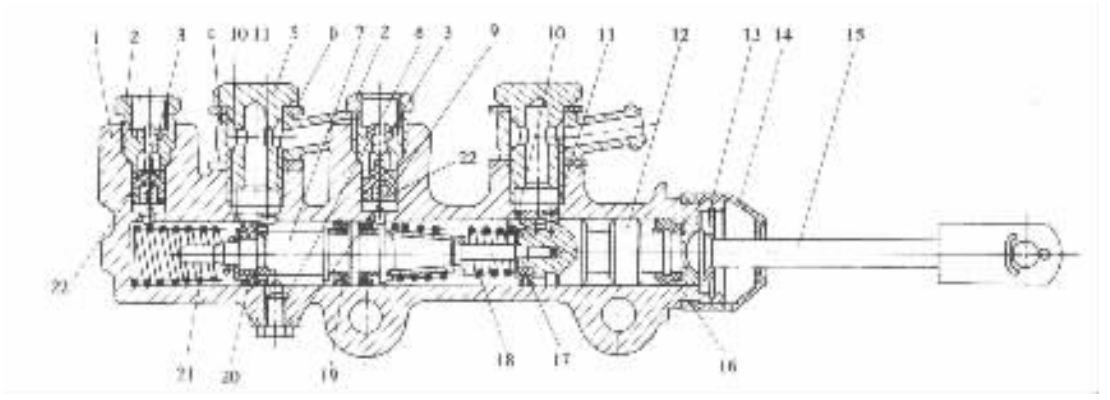


图 7－1－33 串联双腔制动主缸

1－主缸缸体；2－出油阀座；3－出油阀；4－进油管接头；5－空心螺栓；6－密封垫；7－前缸(第二)活塞；8－定位螺钉；9－密封垫；10－旁通孔；11－补偿孔；12－后缸(第一)活塞；13－挡圈；14－护罩；15－推杆；16－后缸密封圈；17－后活塞皮碗；18－后缸弹簧；19－前缸密封圈；20－前活塞皮碗；21－前缸弹簧；22－回油阀

主缸不工作时，前、后两工作腔内的活塞头部与皮碗正好位于前、后腔内各自的旁通孔 10 和补偿孔 11 之间。

当踩下制动踏板时，踏板传动机构通过推杆 15 推动后缸(第一)活塞前移，到皮碗掩盖住旁通孔后，此腔液压升高。在后腔液压和后缸弹簧力的作用下，推动前缸活塞 7 向前移动，前腔压力也随之升高。当继续下踩制动踏板时，前、后腔的液压继续升高，使前、后轮制动器制动。

撤除踏板力后，制动踏板机构、主缸前后腔活塞和轮缸活塞，在各自的复位弹簧作用下回位，管路中的制动液借其压力推开回油阀门 22 流回主缸。于是解除制动。

当迅速放开制动踏板时，由于油液的粘性和管路阻力的影响，油液不能及时流回主缸并填充因活塞右移而让出的空间，因而在旁通孔 10 开启之前，压油腔中产生一定的真空度。此时进油腔液压高于压油腔，因而进油腔的油液便从前、后缸活塞的前密封皮碗 17 和 20 的边缘与缸壁间的间隙流入各自的压油腔以填补真空。与此同时，储液室中的油液经补偿孔 11 流入各自的进油腔。活塞完全复位后，旁通孔 10 已开放，由制动管路继续流回主缸而显多余的油液便可经前、后缸的旁通孔流回储液室。液压系统中因密封不良而产生的制动液漏泄，和因温度变化而引起的制动液膨胀或收缩，都可以通过补偿孔和旁通孔得到补偿。

若与前腔连接的制动管路损坏漏油时，则在踩下制动踏板时只后腔中能建立液压，前腔中无压力。此时在液压差作用下，前缸活塞 7 迅速前移到前缸活塞前端顶到主缸缸体上。此后，后缸工作腔中液压方能升高到制动所需的值。

若与后腔连接的制动管路损坏漏油时，则在踩下制动踏板时，起先只是后缸(第一)活塞 12 前移，而不能推动前缸(第二)活塞 7，因后缸工作腔中不能建立液压。但在后缸活塞直接顶触前缸活塞时，前缸活塞前移，使前缸工作腔建立必要的液压而制动。

由上述可见，双回路液压制动系统中任一回路失效时，主缸仍能工作，只是所需踏板行程加大，将导致汽车的制动距离增长，制动效能降低。

3. 制动轮缸

制动轮缸有双活塞式和单活塞式两类。图 7－1－34 所示为解放 CA1040 系列轻型货车后轮制动器采用的双活塞式制动轮缸。缸体 1 用螺栓固定在制动底板上。缸内有两个活塞 2。

本作品为 CNKI 独家发行

二者之间的间隙形成轮缸内腔。每个活塞上装有一个皮圈 3，以使内腔密封。制动时，制动液自油管接头和进油孔 10 进入内腔，活塞在液压作用下外移，通过顶块 5 和支承盖 7 推动制动蹄，使车轮制动。防护罩 6 除防尘外，还可防止水分进入，以免活塞和轮缸生锈而卡住。

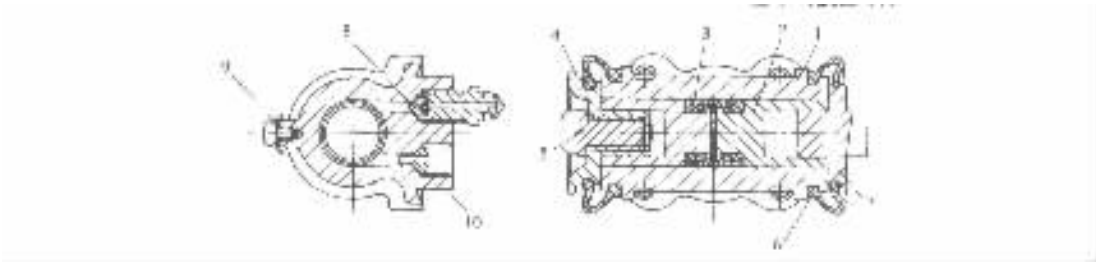


图 7－1－34　双活塞制动轮缸

1－缸体；2－活塞；3－皮圈；4－调整轮；5－调整螺钉（顶块）；6－防护罩；7－支承盖；8－放气螺钉；9－渊整轮锁片；10－进油孔

单活塞制动轮缸示于图 7－1－35。它是北京 BJ2020N 型汽车双领蹄式前轮制动器配用的制动轮缸。借活塞端面凸台保持的进油间隙形成轮缸内腔。

放气阀 1 的中部有螺纹，尾部有密封锥面，平时应旋紧压靠在阀座上。与密封锥面相连的圆柱面两侧有径向孔，与阀中心的轴向孔道相通。需要放气时，先取下橡胶护罩 2，再连踩几下制动踏板，对缸内空气加压，然后踩住踏板不放，将放气阀旋出少许，空气即行排出。空气排尽后再将放气阀旋闭。

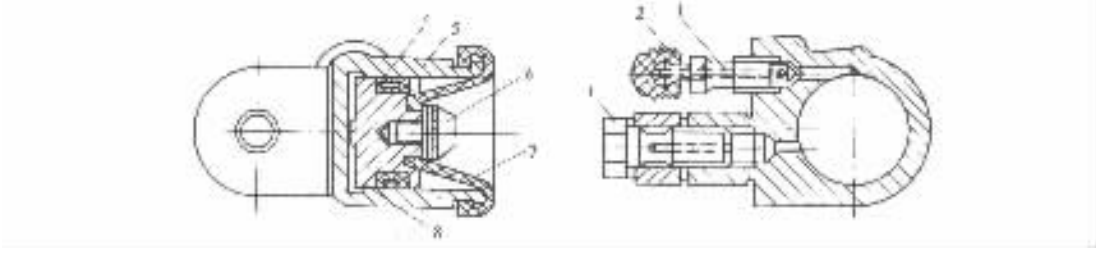


图 7－1－35　单活塞制动轮缸

1－放气阀；2－橡胶护罩；3－进油管接头；4－皮圈；5－缸体；6－调整螺钉（顶块）；7－防护罩；8－活塞

图 7－1－36 所示为解放 CA1040 系列轻型汽车前轮单向双领蹄式制动器的单活塞式制动轮缸。它与图 7－1－35 所示的结构基本相同，其区别在于轮缸的顶块为一调整螺钉，转动调整轮可使调整螺钉轴向移动，以调整制动器的间隙。

4. 制动液

制动液也是液压制动系的重要组成部分，它的质量好坏对制动系的工作可靠性有很大影响。为此，对制动液提出如下要求：

(1)高温下不易汽化，否则将在管路中产生气阻现象，使制动系失效；

(2)低温下有良好的流动性；

(3)不会使与之经常接触的金属（铸铁、钢、铝或铜）件腐蚀，橡胶件发生膨胀、变硬和损坏；

(4)能对液压系统的运动件起良好的润滑作用；

(5)吸水性差而溶水性良好，即能使渗入其中的水汽形成微粒而与之均匀混合，否则将在

制动液中形成水泡而大大降低汽化温度。

国内过去普遍使用的制动液是植物制动液，用50%左右的蓖麻油和50%左右的溶剂（丁醇、酒精或甘油等）配成。用酒精做溶剂的制动液粘度小，汽化温度只有70℃左右，用丁醇做溶剂时汽化温度可达100℃。但植物制动液的汽化温度都不高，且在70℃的低温下都易凝结，蓖麻油又是贵重的化工原料，因此，近年来国内外研制的合成制动液和矿物制动液取代了植物制动液。我国生产的合成制动液的汽化温度已超过190%，在-35℃的低温下流动性良好，适用于高速汽车制动器，特别是盘式制动器。此外，合成制动液对金属件（铝件除外）和橡胶件都无害，溶水性也很好，但目前成本还较高。矿物制动液在高温和低温下性能都很好，对金属也无腐蚀作用，但溶水性较差，且易使普通橡胶膨胀。故用矿物制动液时，活塞皮碗及制动软管等都必须用耐油橡胶制成。

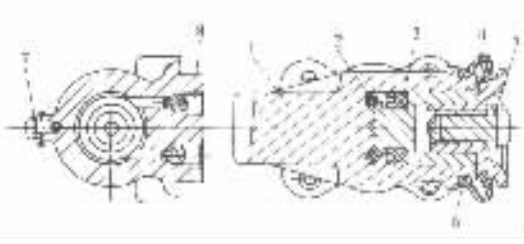


图7-1-36 解放CA1040系列轻型汽车前轮制动器单活塞式制动轮缸

1-缸体；2-活塞；3-皮碗；4-调整轮；5-调整螺钉（顶块）；6-防护罩；7-调整轮锁片；8-进油孔

第四节 伺服制动系

伺服制动系是在人力液压制动系的基础上加设一套动力伺服系统而形成的，即兼用人体和发动机作为制动能源的制动系。在正常情况下，制动能量大部分由动力伺服系统供给，而在动力伺服系统失效时，还可全靠驾驶员供给（即由伺服制动转变成人力制动）。

伺服制动系的类型：

(1)按伺服系统的输出力作用部位和对其控制装置的操纵方式不同，伺服制动系可分为助力式（直接操纵式）和增压式（间接操纵式）两类。前者中的伺服系统控制装置用制动踏板机构直接操纵，其输出力也作用于液压主缸，以助踏板力之不足；后者中的伺服系统控制装置用制动踏板机构通过主缸输出的液压操纵，且伺服系统的输出力与主缸液压共同作用于一个中间传动液缸（辅助缸），使该液缸输出到轮缸的液压远高于主缸液压。

(2)伺服制动系又可按伺服能量的形式分为真空伺服式、气压伺服式和液压伺服式三种，其伺服能量分别为真空能（负气压能）、气压能和液压能。

一、助力式（直接操纵式）伺服制动系

（一）真空助力伺服制动系

一汽的红旗CA7220型、一汽大众的捷达、奥迪100型、北京切诺基以及上海大众的桑塔纳等轿车都采用了真空助力伺服制动系。

图7-1-37为一汽红旗CA7220型和奥迪100型轿车的真空助力伺服（直接操纵真空伺服）制动系示意图，它采用的是对角线布置的双回路液压制动系统，即左前轮缸与右后轮缸为一液压回路，右前轮缸与左后轮缸为另一液压回路。串列双腔制动主缸4的前腔通往左前轮盘式制动器的轮缸10，并经感载比例阀9，通向右后轮鼓式制动器的轮缸13。主缸4的后腔通往右前轮盘式制动器的轮缸12，并经感载比例阀通向左后轮鼓式制动器的轮缸11。真空伺服气室3和控制阀2组合成一个整体部件，称为真空助力器。制动主缸4即直接装在真空伺服

机械工业出版社 www.cmpbook.com 免费下载

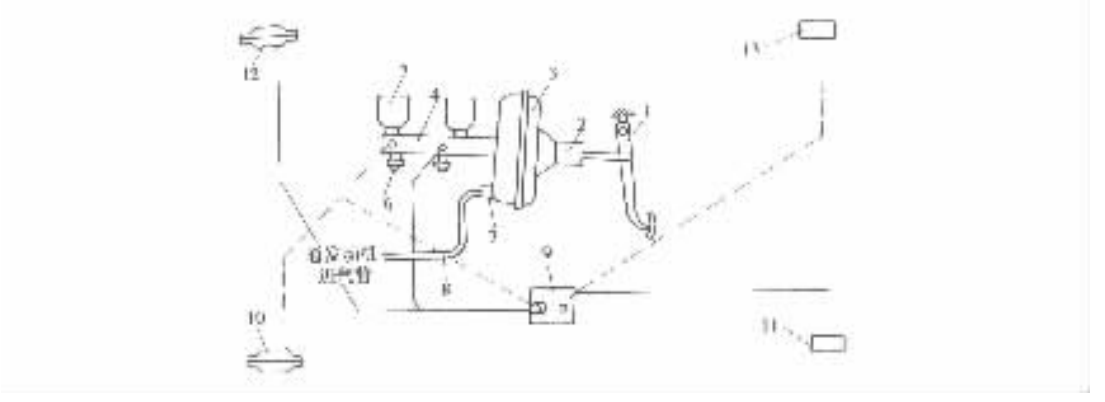


图 7－1－37　红旗 CA7220 型轿车真空助力伺服制动系示意图

1－制动踏饭机构；2－控制阀；3. 真空伺服气室；4－制动主缸；5－储液罐；6－制动信号灯液压开关；7－真空单向阀；8－真空供能管路；9－感载比例阀；10－左前轮缸；11－左后轮缸；12－右前轮缸；13－右后轮缸

的气室前端，真空单向阀 7 直接装在伺服气室上。真空伺服气室工作时产生的推力，也同踏板力一样直接作用在制动主缸 4 的活塞推杆上。感载比例阀 9 属于制动力调节装置，留待本章第六节再行介绍。

红旗 CA7220 型和奥迪 100 型轿车的真空助力器见图 7－1－38a)，其中控制阀部分放大如图 7－1－38b)和 c)所示。真空伺服气室用螺栓 5 和 17 固定在车身前围钣上，并借调整叉 13 与制动踏板机构连接。伺服气室前腔经真空单向阀通向发动机进气管。外界空气经过滤环 11 和毛毡过滤环 14 滤清后进入制动气室后腔。

伺服气室膜片的塑料座 8 内有用以连通伺服气室前腔和控制阀腔的通道 A，以及用以连通伺服气室后腔和控制阀的通道 B。带有密封套的橡胶阀门 9 与在膜片座 8 上加工出来的阀座组成真空阀，又与控制阀柱塞 18 的大气阀座 10 组成大气阀。控制阀柱塞同控制阀推杆 12 借后者的球头铰接。真空助力器不工作时(图 7－1－38b)，弹簧 15 将推杆 12 连同柱塞 18 推到后极限位置(即真空阀开启)，阀门 9 则被弹簧 16 压紧在大气阀座 10 上(即大气阀关闭位置)。伺服气室前、后两腔经通道 4、控制阀腔和通道 B 互相连通，并与大气隔绝。在发动机开始工作，且真空单向阀被吸开后，伺服气室左右两腔内都产生一定的真空度。

将制动踏板踩下时，起初伺服气室尚未起作用，膜片座 8 固定不动，故来自踏板机构的控制力可以推动控制阀推杆 12 和控制阀柱塞 18 相对于膜片座前移，当柱塞与橡胶反作用盘 7 之间的间隙消除后，控制力便经反作用盘传给制动主缸推杆 2(图 7－1－38c)。

橡胶反作用盘 7 装在由控制阀柱塞 18、膜片座 8 和制动主缸推杆 2 形成的密闭空间内。因为橡胶是体积不可压缩的柔性材料，具有同液体一样的传递压力的性质，故经橡胶反作用盘的传动后，推杆 2 从反作用盘得到的力大于柱塞 18 加于反作用盘上的力，但推杆 2 的位移则小于柱塞的位移。此时，主缸内的制动液以一定压力流入制动轮缸。与此同时，阀门 9 也在弹簧 16 作用下随同控制阀柱塞前移，直到与膜片座 8 上的真空阀座接触，从而使伺服气室后腔同前腔，也就是同真空源隔绝为止。然后，推杆 12 继续推动柱塞 18 前移到其后端的大气阀座 10 离开阀门 9 一定距离。于是外界空气即经过滤环 11、14、控制阀腔和通道 B 充入伺服气室后腔 B(图 7－1－38a)，使其中真空度降低。在此过程中，膜片与阀座也不断前移，直到阀门重新与大气阀座接触而达到平衡状态为止。因此，在任何一个平衡状态下，伺服气室后腔中的稳

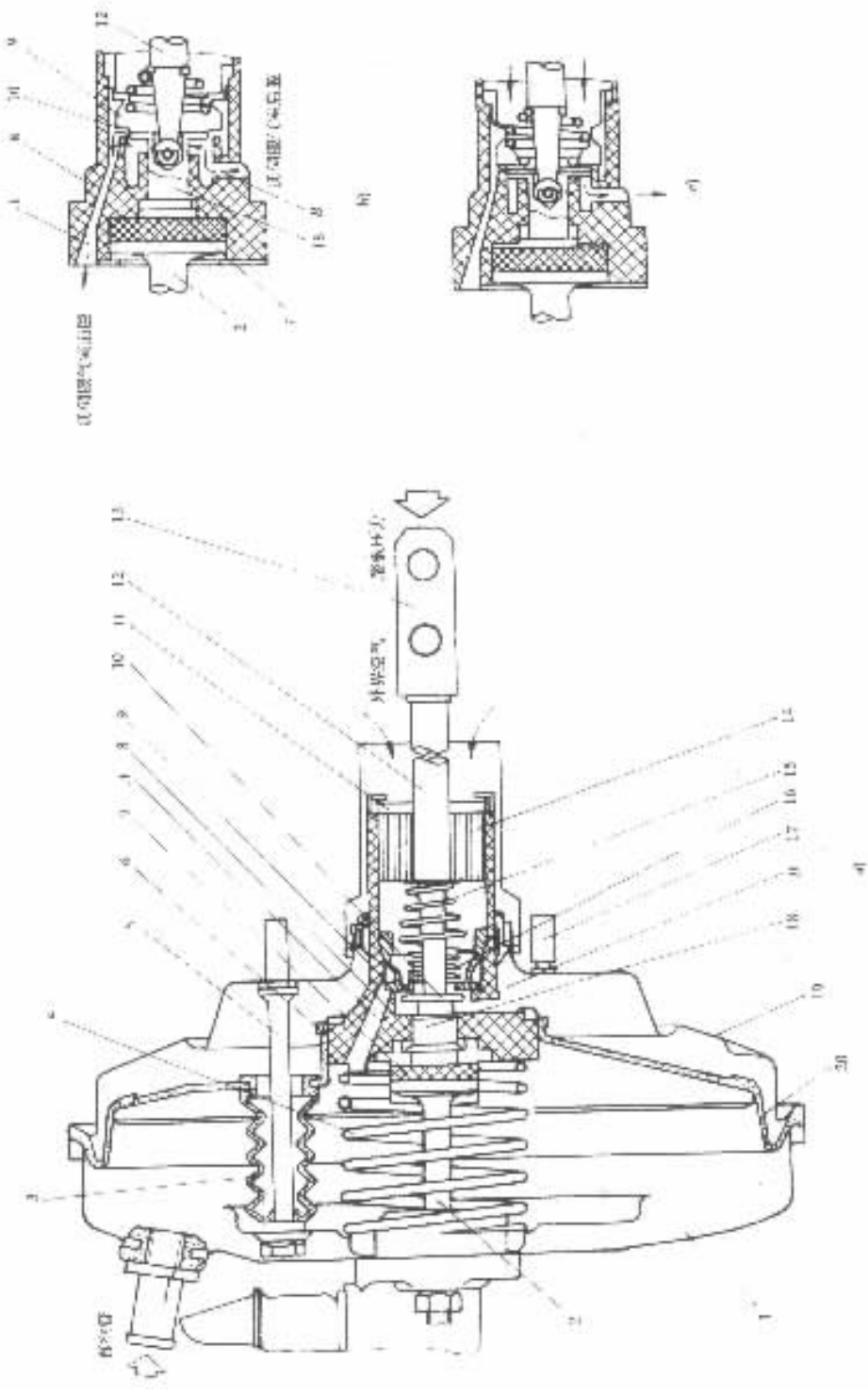


图 7－1－38 真空助力器示意图

1－伺服气室前壳体；2－制动主缸推杆；3－导向螺栓密封套；4－膜片复位弹簧；5－导向螺栓；6－控制阀；7－橡胶反作用盘；8－伺服气室膜片座；9－橡胶阀门；10－大气阀座；11－过滤环；12－控制阀推杆；13－调整叉；14－毛毡过滤环；15－控制阀推杆弹簧；16－阀门弹簧；17－螺栓；18－控制阀柱塞；19－伺服气室后壳体；20－伺服气室膜片；A、B－通道

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

定真空度均与踏板行程成递增函数关系。这就体现了控制阀的随动作用。

伺服气室两腔真空度差值造成的作用力，除一部分来平衡复位弹簧 4 的力以外，其余部分都作用在反作用盘上。因此制动主缸推杆所受的力为膜片座 8 和柱塞 18 二者所施作用力之和。这意味着驾驶员所施加的踏板力不仅要足以促动控制阀，并使制动主缸产生一定液压，而且还要足以平衡与伺服气室作用力成正比的，经反作用盘反馈过来的力。这样，驾驶员便可以通过所加踏板力的大小来感知伺服气室的作用力大小，即驾驶员有一定的踏板感。

（二）气压助力伺服制动系

图 7－1－39 为红旗 CA7560 型轿车气压助力伺服（直接操纵气压伺服）制动系示意图。其中液压和气压系统都是双回路式。

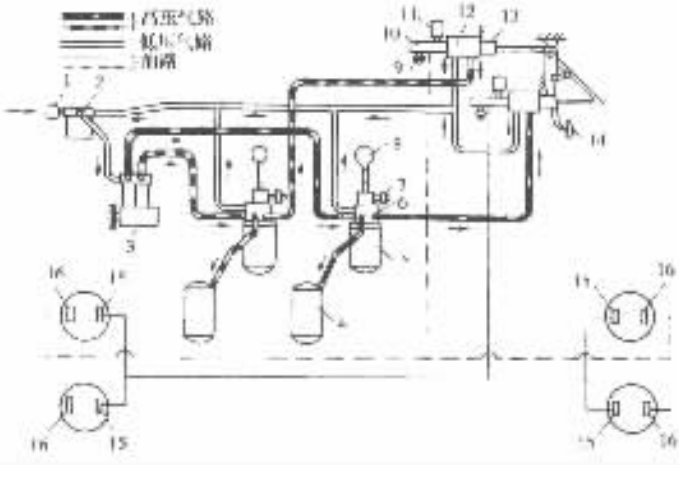


图 7－1－39　气压助力伺服制动系示意图

1－空气滤清器；2－防冻器；3－空压机；4－副储气筒；5－主储气筒；6－调压阀；7－低压报警灯开关；8－压力表；9－制动信号灯开关；10－制动主缸；11－贮液罐；12－气压伺服气室；13－控制阀；14－制动踏板机构；15、16－制动轮缸

外界空气经空气滤清器 1 和防冻器 2 被吸入空压机 3。空压机的两个气缸的出气管路分别通向两个主储气筒 5 顶端的调压阀 6。压缩空气经调压阀中的单向阀充入主储气筒。在主储气筒压力升高到 0.85～0.9MPa 时，位于调压阀内的副储气筒充气阀方开启，副储气筒 4 因而开始被充气。当主、副储气筒压力升高至 1.0～1.2MPa 时，调压阀便起作用，使空压机的出气管路与回气管路连通。于是来自空压机的压缩空气不再进入主、副储气筒，而是经回气管路流回空压机的进气口，空压机因而卸荷空转。在储气筒压力降低到 0.8MPa 时，调压阀又使回气管路与空压机出气管路隔绝，从而恢复充气。

主储气筒压力高于副储气筒时，气压伺服气室 12 由主储气筒供气。若主储气筒压力低于副储气筒，后者即向前者充气，并对气压伺服气室供气。

当储气筒气压因耗气过甚或漏气而降低到 0.5～0.6MPa 时，液压开关 7 即接通，开亮低压报警灯。此时应立即停车检查。

空压机卸荷空转时输出的空气，以及解除制动时自气压伺服气室排出的空气，都用回气管路引入防冻器，由此再流入空压机进气口。采用这种封闭式循环气路可消除排气噪声。但在空压机不运转时，上述各处排出的空气则通过防冻器中的排气阀经空气滤清器排入大气。

两个单腔制动主缸 10 分别接装在两个由气压伺服气室 12 和控制阀 13 组成的气压助力

器上。二气压助力器可由制动踏板机构 14 通过平衡杠杆操纵。

本章第二节中已经介绍过，红旗 CA7560 型汽车的前、后轮制动器都是双向双领蹄式的，每个制动器中的两个轮缸 15 和 16 都分属于两个液压回路。因此，当一个回路的气压系统或液压系统失效时，所有车轮制动器都仍然可以工作，只不过由双向双领蹄式变成领从蹄式而已。

气压助力器及制动主缸的构造见图 7－1－40。气压伺服气室是活塞式的。控制阀即位于伺服气室活塞 14 的内部，图中对控制阀部分作了局部放大。图中所示为助力器不工作状态。控制阀阀门 26 紧压着伺服气室活塞 14 上的进气阀座，而控制阀柱塞 28 上的排气阀座则离开阀门。于是伺服气室工作腔 C 依次经气道 H 及 G，控制阀柱塞 28 中的孔道 L、伺服气室活塞 14 后端面的径向切槽（图中虚线所示）、伺服气室排气腔 D、助力器排气口 B 与回气管路连通。

施行制动时，控制阀推杆 16 作用于控制阀柱塞 28 上的力（与踏板力成正比，以下简称推杆力）通过柱塞和弹簧 29 传到伺服气室活塞 14。因为弹簧 23 的力大于弹簧 29 及 25 的力之和，故起先活塞 14 暂不能运动。在推杆力作用下，柱塞先压缩弹簧 29 而前移到其前端面与阀门接触（排气阀关闭），继而又压缩弹簧 25，将阀门推离活塞 14（进气阀开启）。于是，压缩空气便从助力器进气口 A 流入，并依次经导管 12、控制阀进气口 E、气道 G 及 H、控制阀出气口 F 充入伺服气室工作腔 C 和反作用腔 K。

当 C 腔气压对伺服气室活塞 14 的作用力与上述二弹簧力之和超过弹簧 23 的预紧力时，活塞 14 方始前移，并通过固定于其上的主缸推杆 11 推动主缸活塞 10。活塞 10 前移到其前端凸缘离开进油阀 6 的杆部，进油阀回复到关闭位置后，主缸内方开始建立液压。压力油经出油阀 1 进入制动促动管路。

在 C 腔充气和活塞 14 前移过程中，进气阀开度逐渐减小，最后完全关闭而使控制阀处于平衡位置。于是工作腔 C 和反作用腔 K 的气压及主缸液压都保持稳定。制动踏板和控制阀柱塞的行程愈大，上述稳定压力值愈高。此时，阀门前面的反作用腔 K 中气压作用力与弹簧 29、25 的弹力都经控制阀柱塞 28 和推杆 16 反馈到踏板机构上，使驾驶员有足够的踏板感。

放开制动踏板时，气压助力器即回到图示的解除制动位置。活塞 10 重又将进油阀拉开，使倾斜后的进油阀顶端中心相对进油孔中心线偏离 3～4mm，以保证进油阀有足够大的开度，若发现进油阀开度不足，可增加调整垫片 24 的总厚度。

红旗 CA7560 型轿车采用了溶水性较好的合成制动液，可避免自大气中渗入制动液的水分形成水泡（水泡受热汽化后将造成气阻），但吸收了水分后，制动液本身的汽化温度也将降低。故最好是不让大气中的水分渗入制动液。为此，在贮液罐 5 的盖下压装有橡胶膜片 7，使制动液与大气隔离。

二、增压式（间接操纵式）伺服制动系

（一）真空增压伺服制动系

图 7－1－41 为跃进 NJ1061A 型汽车的真空增压伺服（间接操纵真空伺服）双回路制动系示意图。由图可见，这种伺服制动系比人力液压制动系多一套真空伺服系统，其中包括：由发动机进气管 8（真空源）、真空单向阀 9、真空罐 10 组成的供能装置；作为控制装置的控制阀 6；作为传动装置的伺服气室 7；与液压制动系统共用的中间传动液缸——辅助缸 4。辅助缸、真空伺服气室和控制阀通常组合装配成一个部件，可称之为真空增压器。

发动机工作时，在进气管 8 中的真空度作用下，真空罐 10 中的空气经真空单向阀 9 被吸

本作品为付费下载，请支持正版，免费下载

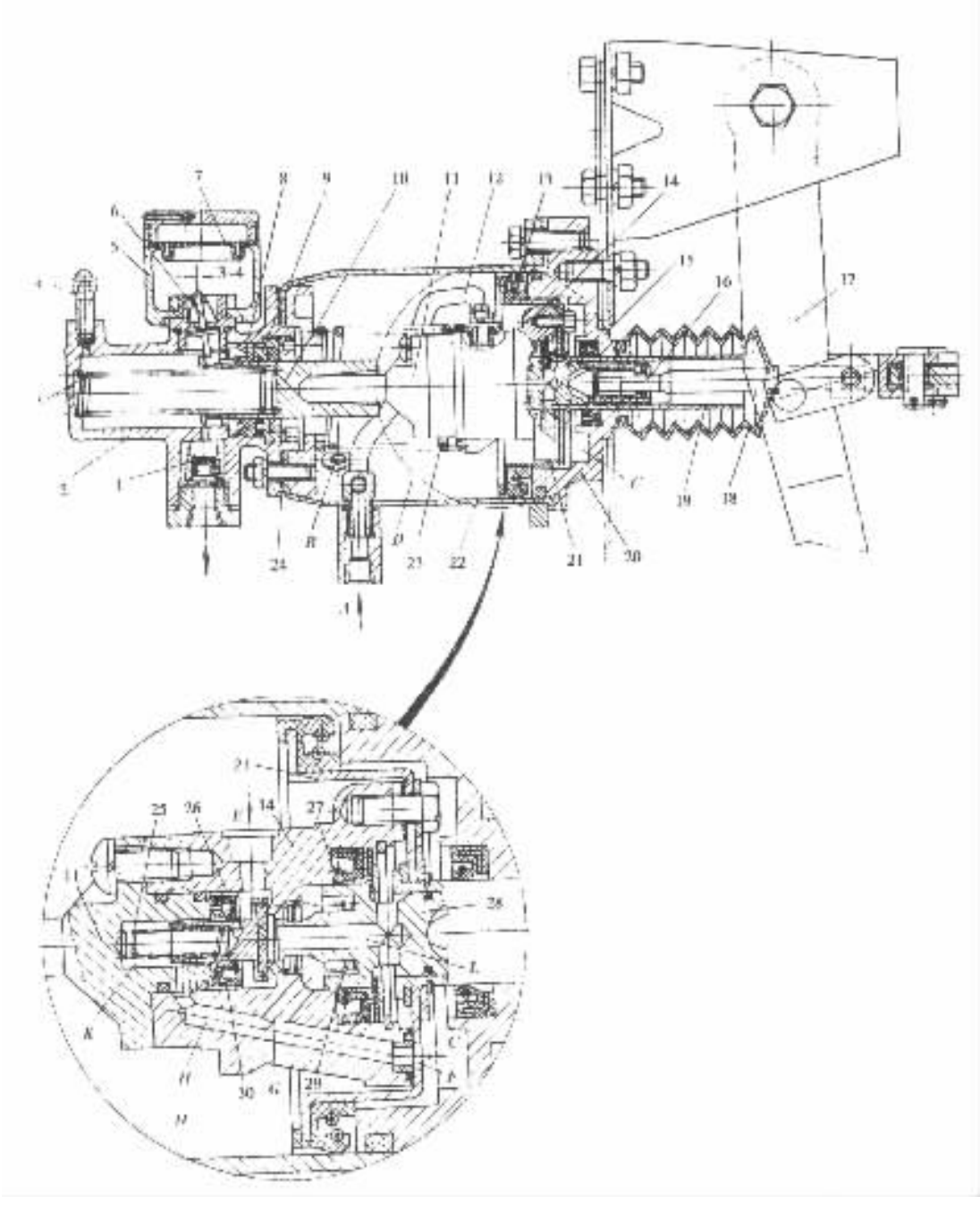


图 7－1－40　红旗 CA7560 型轿车气压助力器和制动主缸

1－制动主缸出油阀；2－主缸缸体；3－主缸活塞复位弹簧；4－主缸放气阀；5－贮液罐；6－主缸进油阀；7－贮液罐膜片；8－主缸皮圈；9－油封；10－置缸活塞；11－主缸推杆；12－控制阀进气导管；13－伺服气室活塞皮圈；14－伺服气室活塞；15－伺服气室后气封；16－控制阀推杆；17－制动踏板机构；18－防护套；19－控制阐柱塞导管；20－伺服气室盖；21－伺服气窄活塞皮圈座；22－伺服气室壳体；23－伺服气室活塞复位弹簧；24－调整垫片；25－阀门复位弹簧；26－控制阀阀门；27、30－密封皮圈；28－控制脚柱塞；29－桂塞复位弹簧

A－助力器进口；*B*－助力器排气口；*C*－伺服气室工作腔；*D*－伺服气室排气腔；*E*－控制阀进气口；*F*－控制阀出气口；*G*、*H*、*L*－气道；*K*－控制阀反作用腔

入发动机，因而罐中也产生并积累一定的真空度，作为制动伺服的能源。伺服系统中工作真空度最高可达 0.07MPa。

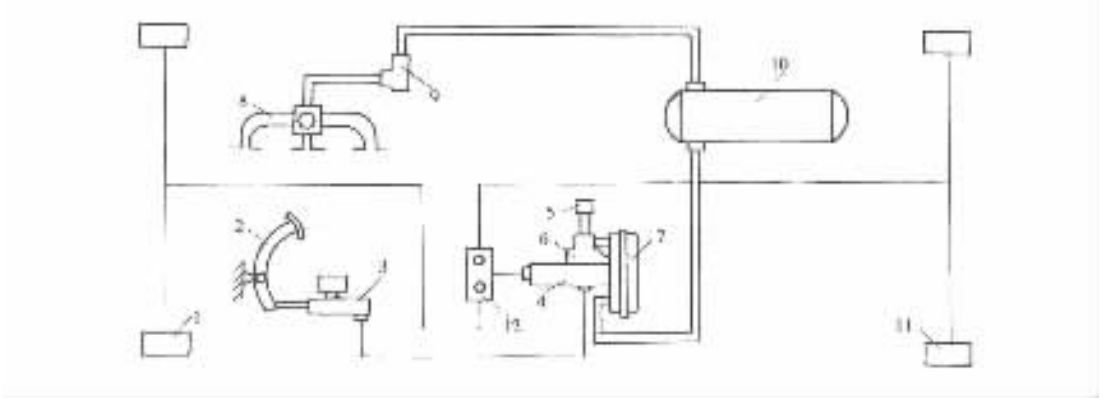


图 7－1－41 跃进 NJ1061A 型汽车真空增压伺服制动系示意图

1－前制动轮缸；2－制动踏板机构；3－制动主缸；4－辅助缸；5－进气滤清器；6－控制阀；7－真空伺服气摩；8－发动机进气管；9－真空单向阀；10－真空罐；11－后制动轮缸；12－安全缸

踩下制动踏板时，制动主缸的输出液压首先传入辅助缸 4，由此一面作为制动促动压力传入制动轮缸 1 和 11，一面又作为控制压力输入控制阀 6。控制阀在主缸液压控制下，使真空伺服气室的工作腔通真空罐或通大气，并保证伺服气室输出力与主缸液压，从而与制动踏板力和踏板行程成递增函数关系。真空伺服气室输出力与自主缸传来的液压作用力一同作用于辅助缸活塞，因而辅助缸输送至轮缸的压力高于主缸压力。

柴油发动机进气管中一般无节气门，管中真空度不高，因而柴油车要采用真空伺服制动时，必须装设由发动机驱动的真空泵，或在进气管中加装引射器，作为真空能源。

该制动系中，虽然液压制动系统和真空伺服系统都是单管路的，但是由于在真空增压器之后装设了一个双腔安全缸 12，使得在安全缸以后的前后轮制动促动管路之一损坏漏油时，该管路上的安全缸腔即自动将该管路封堵，保证另一促动管路仍能保持其中压力。故可认为该制动系是一种局部双回路制动系。

图 7－1－42 所示为一种真空增压器的构造，它由辅助缸、控制阀和真空伺服气室等三部分组成。辅助缸内腔被活塞 4 分隔成两部分，左腔经出油接头 1 通向前后制动轮缸；右腔经进油接头通向制动主缸。推杆 26 的前端嵌装着球阀门 5，其阀座在辅助缸活塞 4 上。推杆穿过尼龙制的密封圈座 10，并以两个橡胶双口密封圈 9 保证孔和轴表面的密封。推杆后端与伺服气室膜片 22 连接。伺服气室不工作时，活塞和推杆分别在弹簧 2 和 25 的作用下处于右极限位置。球阀门与阀座保持一定距离，从而保持辅助缸两腔连通。

真空伺服气室被其中的膜片 22 分隔成左右两腔。左腔 C 经前壳体 20 端面的真空管接头（图中已剖去）通向真空罐，且经由辅助缸体 3 中的孔道与控制阀下气室 B 相通；其右腔 D 则经焊接在后壳体圆柱面上的气管 28 通到控制阀上腔 A。

控制阀是由真空阀 15 和大气阀 16 组成的阀门组件。大气阀座在控制阀体 18 上；真空阀座则在膜片座 14 上。膜片座下与控制阀活塞 11 连接。不制动时，如图 7－1－42 所示，大气阀关闭，真空阀开启。控制阀上腔 A 和下腔 B 连通。这样，控制阀上腔 A 和伺服气室右腔 D 便具有与控制阀下腔 B 和伺服气室左腔 C 同等的真空度。

本作品为本网站[illegible]原创，未经允许不得转载或下载

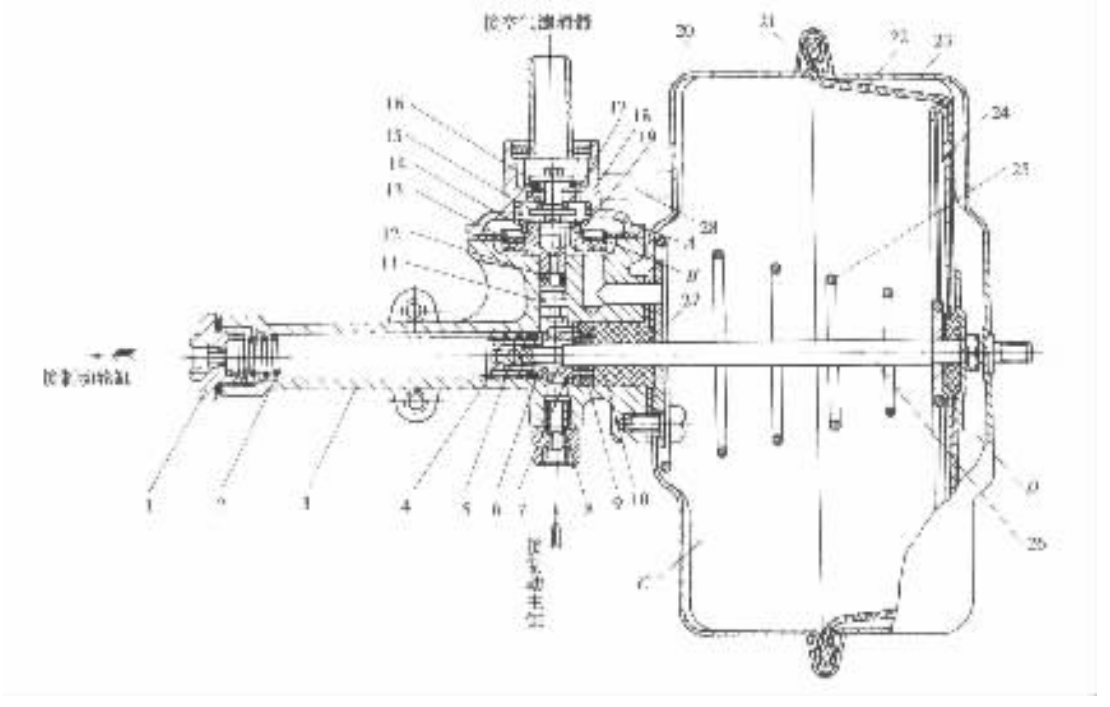


图 7－1－42　66－Ⅳ型真空增压器

1－辅助缸出油接头；2－辅助缸活塞复位弹簧；3－辅助缸体；4－辅助缸活塞；5－球阀门；6、12－皮圈；7－活塞限位座；8－辅助缸进油接头；9－密封圈；10－密封圈座；11－控制阀柱塞；13－控制阀膜片；14－膜片座(带真空阀座)；15－真空阀；16－大气阀；17－阀门弹簧；18－控制阀体(带大气阀座)；19－控制阀膜片复位弹簧；20－伺服气室前壳体；21－卡箍；22－伺服气室膜片；23－伺服气室后壳体；24－膜片托盘；25－伺服气室膜片复位弹簧；26－伺服气室推杆；27－连接块；28－气管

踩下制动踏板时(图 7－1－43a)，制动液即自制动主缸输入辅助缸，经过活塞 4 上的孔进入各制动轮缸。轮缸液压即等于主缸液压。与此同时，输入液压还作用在控制阀活塞 11 上，推使膜片座上移，先关闭真空阀，使上腔 A 和下腔 B 隔绝，接着再开启大气阀 16。于是外界空气便经进气滤清器流入控制阀上腔 A 和伺服气室右腔 D，降低其中的真空度(即提高其中压力)。此时控制阀下腔 B 和伺服气室左腔 C 中的真空度仍保持原值不变。在 D、C 两腔压力差作用下，膜片 22 带动推杆 26 左移，使球阀 5 关闭。这样，制动主缸便与辅助缸左腔隔绝。此时在辅助缸活塞 4 上作用着两个力，主缸液压作用力和伺服气室输出的推杆力。因此，辅助缸左腔及各轮缸的压力高于主缸压力。

在 4 和 D 两腔真空度降低的过程中，膜片 13 和阀门组逐渐下移。A、D 两腔真空度下降到一定值时，即因大气阀门 16 落座而保持稳定。这个稳定值取决于输入控制压力(即主缸压力)，而后者又取决于踏板力和踏板行程。

使制动踏板回升一定距离时(图 7－1－43b)，主缸液压即下降一定值，控制阀平衡状态被破坏，活塞 11 连同膜片座 14 下移，使真空阀开启。于是 A、D 两腔中的空气有一部分又被吸入真空罐，因而伺服气窒 D、C 两腔的压力差也有所减小。辅助缸输出压力也就保持在较低值。完全放开制动踏板时，则所有运动件都在各自的复位弹簧作用下回复到图 7－1－42 所示位置。

在真空管路无真空度或真空增压器失效的情况下，辅助缸中的球阀 5 将永远开启，保证制

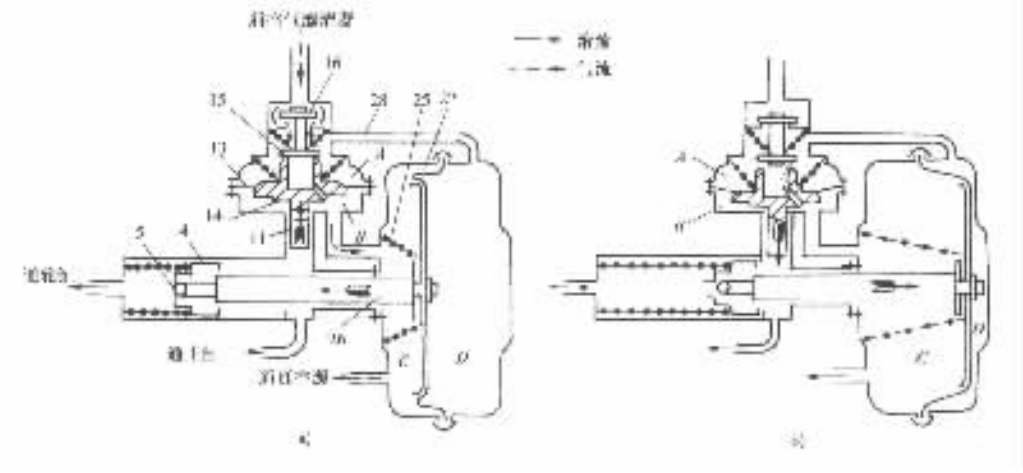


图 7－1－43 真空增压器工作示意图

a)踩下制动踏板时；b)制动踏板回升时

(图注同图 7－1－42)

动主缸和各制动轮缸之间的油路畅通。这样，整个制动系还可以同人力液压制动系一样工作。当然，此时所需的踏板力比有真空伺服作用时要大得多。

当发动机停止运转或其进气管中的真空度低于真空罐的真空度时，真空单向阀即行关闭，使真空罐中真空度不遭受损失。这样，真空罐便能在无真空能补充的情况下，起到若干次制动伺服作用。

许多采用真空伺服制动系的轿车，由于车身下方空间的限制，不能设置真空罐，只能单靠真空单向阀来保持真空伺服气室的真空度，使之还能在真空能源丧失的情况下起到一次制动伺服作用。

(二)气压增压伺服制动系

图 7－1－44 为日本日产 T80 系列汽车气压增压伺服双回路制动系示意图。其中由辅助缸 6、气压伺服气室 5 和控制阀 4 组装而成的部件可称为气压增压器。必要时，控制阀也可作为一个独立部件单独安装。气压增压器之后的液压促动管路中分别装设有一个单腔安全缸 9，用以实现局部双回路。

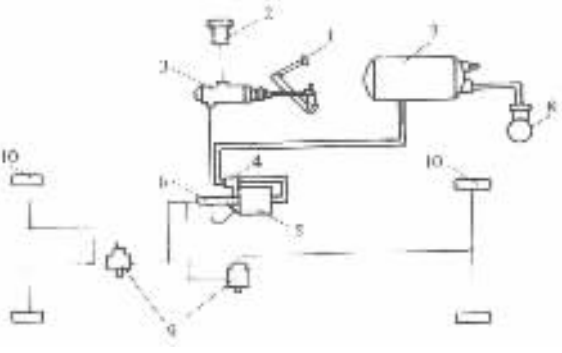


图 7－1－44 日产 T80 系列汽车气压增压伺服制动系示意图

1－制动踏板；2－贮液罐；3－制动主缸；4－控制阀；5－气压伺服气室；6－辅助缸；7－储液罐；8－空压机；9－单腔安全缸；10－制动轮缸

1. 气压增压器

图 7－1－45 所示为日产汽车所用的气压增压器。其中的控制阀和伺服气室的结构原理与前述的真空增压器大体相同。然而气压增压器所用的高压是压缩空气压力而不是大气压力；低压是大气压力而不是真空度。因此，通大气的空气滤清器 9 是排气滤清器，通储气罐的接头 10 是进气接头。控制阀的右腔

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

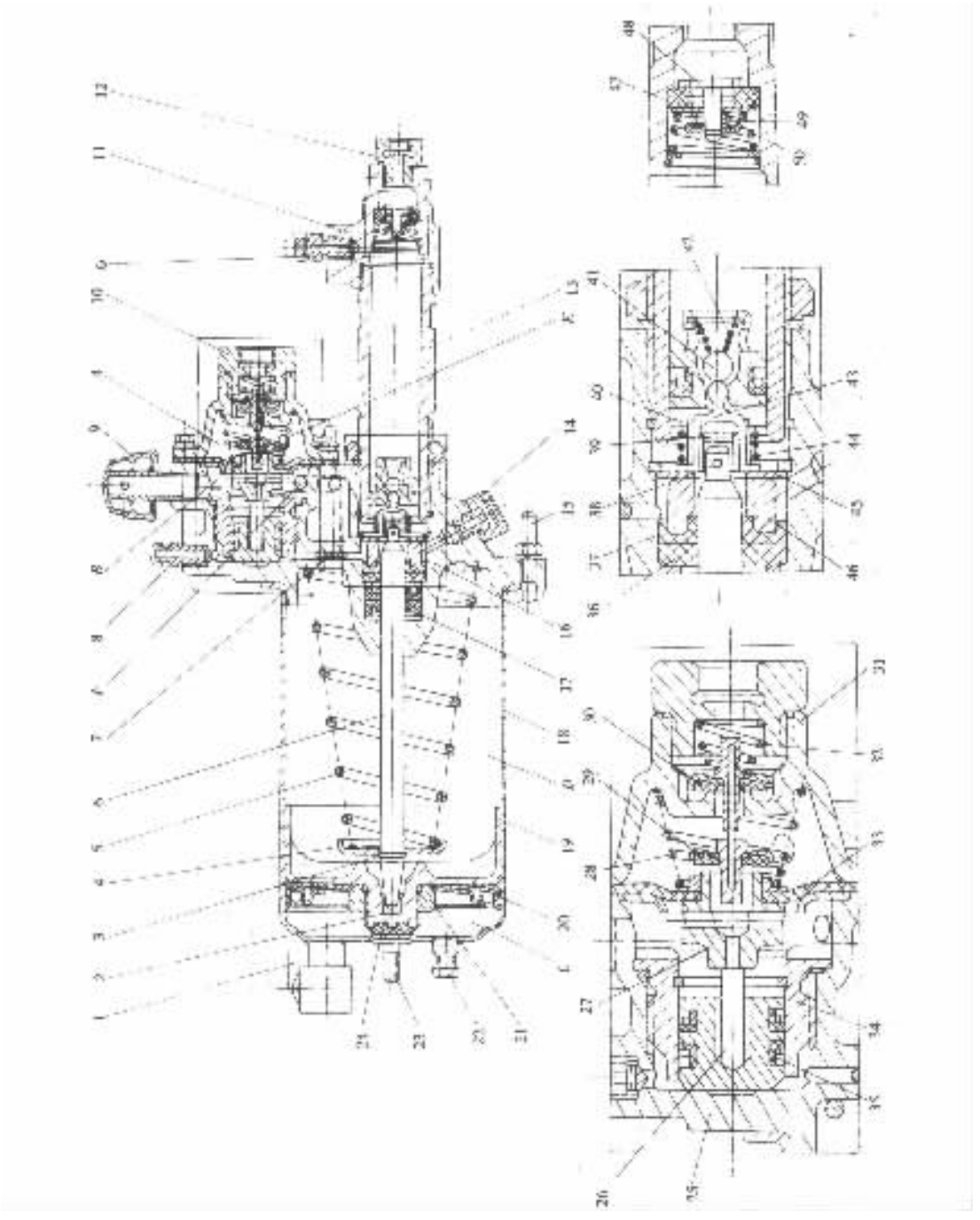


图 7－1－45　气压增压器

1－气管；2－推杆垫；3－卡环；4－弹簧座；5－伺服气室活塞复位弹簧；6－伺服气室推杆；7－节流塞；8－液腔放气阀；9－排气滤清器；10－控制阀进气接头；11－辅助缸端盖；12－辅助缸出油接头；13－辅助缸体；14－辅助缸进油接头；15－螺栓；16－伺服气室端盖；17－油封；18－伺服气室壳体；19－伺服气室活塞；20－活塞皮圈；21－螺母；22－螺塞；23－螺栓；24－橡胶垫；25－控制阀活塞；26－控制阀推杆；27－排气阀座；28－膜片复位弹簧；29－排气阀门；30－进气阀门；31－控制阀体；32－阀门弹簧；33－控制阀膜片；34－控制阀液缸套；35－活塞皮圈；36－推杆垫圈；37－密封皮圈；38－推杆销；39－箍杆垫；40－辅助缸活塞；41－球阀；42、44－弹簧；43－推叉；45－活塞挡圈；46－密封皮圈保持座；47－回油阀门(出油阀座)；48－出油阀门；49－出油阀弹簧；50－回油阀弹簧

A 经孔 E 和气管 1 与气压伺服气室左腔 C 连通；控制阀左腔 B 则经伺服气室端盖 16 中的孔道 F 直接连通伺服气室右腔 D。不制动时，进气阀门 30 压紧控制阀体 31 上的进气阀座；排气阀门 29 则离开排气阀座（即膜片座）27。于是 A、B、C、D 四腔均通大气。

右端中心有通油孔的辅助缸活塞 40 是阶梯形的。直径较小的左端不通孔底部装有推杆垫 39。伺服气室推杆 6 即插入该孔，并与活塞用销 38 连接。整个活塞左半部铣切出轴向的直槽（图中无剖面线的部分），其中嵌装着片状的推叉 43，并能在槽中相对于活塞轴向移动。在图示的伺服气室不工作状态下，活塞和推杆被弹簧 5 推到左极限位置，活塞和推叉的左端面均抵靠着挡圈 45。此时推叉的圆形端将装在活塞右端的球阀 41 推开，致使辅助缸左右两腔互相连通。

踩下制动踏板，制动主缸油液便流入辅助缸，由此一面推开出油阀门 48，充入制动轮缸，一面经过铣有节流直槽的节流塞 7 充入控制阀液腔。控制阀活塞 25 在液压作用下通过推杆 26 将膜片 33 连同阀门组件向上推移，关闭排气阀，开启进气阀。于是压缩空气充入控制阀 A 腔和伺服气室 C 腔。在气压作用下，伺服气室活塞 19 通过推杆 6 推使辅助缸活塞 40 离开挡圈 45。推叉 43 对球阀的推力消失。球阀即行关闭，将辅助缸两腔隔绝。此时，活塞 40 同时受到主缸液压作用力和伺服气室推杆力。故此时辅助缸输出液压高于主缸液压。由于辅助缸中装有回油阀，可以保证辅助缸输出管路中有一定的剩余压力，故制动主缸中可以不没置回油阀和出油阀。

因为气压伺服系统的工作压差远大于真空伺服系统的工作压差，所以气压伺服气室直径比真空伺服气室直径小得多。但是，气压控制阀活塞直径却比真空控制阀活塞直径大得多，这是因为要保证制动所需的控制压力（主缸压力）和踏板力不致过大。

2. 安全缸

安全缸是日本首创的，目前已为很多日本车型所采用。日产汽车所用的一种单腔安全缸见图 7－1－46。图中表示正常行车时缸内各零件的相对位置。轮缸放气顶杆（日本称驱气阀）10旋入至上极限位置；进油锥阀 11 则旋出至使进油孔 C 完全敞开位置。缸内空间被活塞 1 隔成上、下两腔，其中都充满制动液。活塞上有一个周向均匀分布的径向孔 E（为便于解释，图中将其中二孔画成在一直线上）。三个孔 E 中有一个与轴向孔 F（直径仅为 0.8～1mm）相通，还有一个与不切到底的轴向直槽 G 相通。活塞处于图示位置时，三个孔 E 均被缸体 2 的缸壁封闭。上下两腔仅靠孔 F 和直槽 G 沟通。

踩下制动踏板时，制动主缸输出的压力油通过进油孔 A 和孔道 D 流入下腔。若油液流量很小，制动液可继续经直槽 G、孔 F 和孔 E 流到上腔，并由出油口 B 输出至斜动轮缸。当流量较大时，由于孔 F 和直槽 G 的节流作用，下腔压力高于上腔，活塞便压缩弹簧 7 而上升，并将上腔部分油液压入轮缸。随着上下两腔液压通过孔 F（此时三个孔 E 已被封闭）逐渐趋于均衡以及弹簧力的增大，活塞上升速度逐渐减小，且升到一定高度即开始回降，但这并不影响制动。放开制动踏板，撤除下腔压力时，活塞立即下降至初始位置。制动液自轮缸流回安全缸。

在汽车正常行驶过程中，卣于温度变化而产生的上下两腔及其连通管路中的压力不均衡也可借孔 F 和直槽 G 补偿。有的安全缸的活塞上只有一个轴向节流孔 F 而没有直槽 G。

当自出油口 B 至轮缸的管路破损漏油时，上腔压力将立即下降到零。此时若踩下制动踏板，则活塞将在下腔液压作用下迅速上升到顶，其顶部的凸环面紧压在镶嵌于盖 4 上的软金属环 3，将出油口 B 封闭。这样，损坏的促动管路虽然失效，但不再漏油。因此其余促动管路段还能保持制动所需压力。在发现漏油后，应立即停车，将进油锥阀旋入到使进油孔 C 完全封

本作品为本网站 www.chinaxiu.com 独家下载

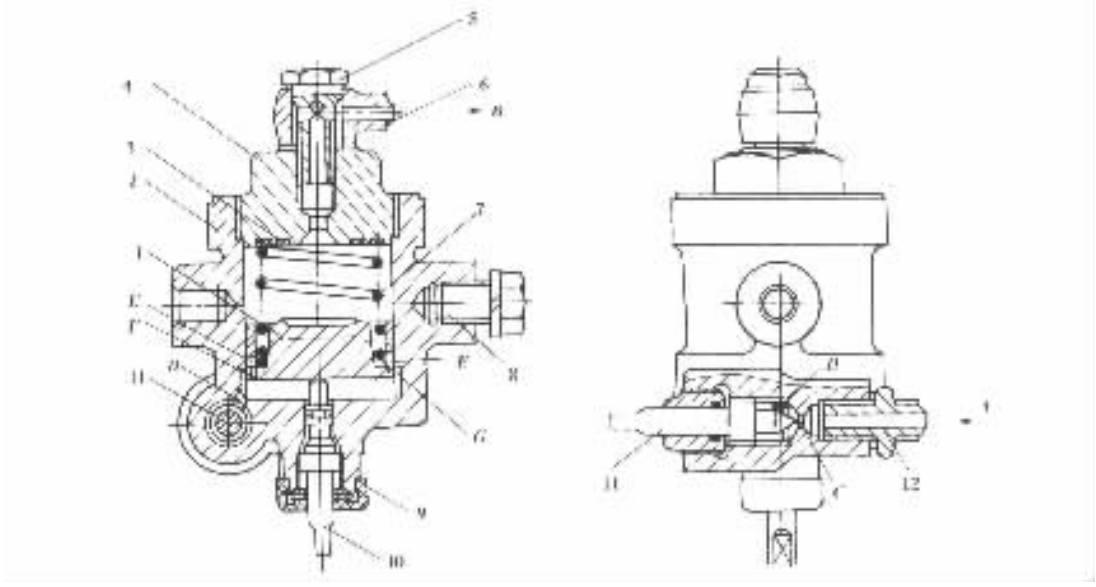


图 7－1－46　单腔安全缸

1－活塞；2－缸体；3－软金属环；4－盖；5－出油管接头螺钉；6－出油管接头；7－弹簧；8－固定螺钉；9－防护罩；10－轮缸放气顶杆；11－进油锥阀；12－进油管接头

A. 进油口；*B*－出油口；*C*－进油孔；*D*－孔道；*E*－活塞径向孔(三孔均布)；*F*－活塞轴向孔；*G*－活塞直槽

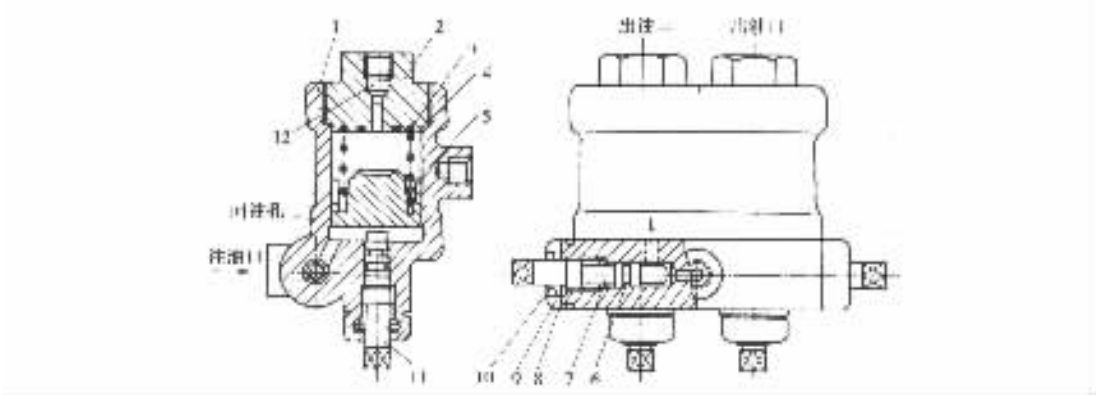


图 7－1－47　跃进 NJ1061A 型汽车的安全缸

1－缸体；2－盖；3－复位弹簧；4－密封垫；5－活塞；6－密封圈；7－进油孔螺柱；8－垫圈；9－挡圈；10－护罩；11－轮缸放气顶杆；12－过渡接头

闭的位置。

当轮缸需要放气时，除旋开轮缸上的放气阀以外，还必须将安全缸的放气顶杆 10 旋出，使活塞下降到图中用虚线表示的下极限位置。此时活塞上三个直径较大的径向孔 *F* 完全开放。然后再缓踩制动踏板，将制动液压入轮缸，驱除其中空气。放气完毕后，应将放气顶杆 10 重行旋入至原始位置，否则安全缸将不可能再起作用。

跃进 NJ1061A 型汽车制动系所采用的双腔安全缸与上述结构和工作原理基本相同，只是两个缸腔并列，其缸体铸成一体，但每个缸腔的作用是完全独立的，相当于两个独立的安全缸(图 7－1－47)。

第五节 动力制动系

动力制动系中，用以进行制动的能是由空气压缩机造成的气压能，或是由油泵造成的液压能，而空气压缩机或油泵则由汽车发动机驱动。所以，动力制动系是以汽车发动机为惟一的制动初始能源韵。但就制动系范围而言，可认为制动能源是空气压缩机或油泵。在动力制动系中，驾驶员的肌体仅作为控制能源，而不是制动能源。

动力制动系有气压制动系、气顶液制动系和全液压动力制动系三种。

气压制动系是发展最早的一种动力制动系。其供能装置和传动装置全部是气压式的。其控制装置大多数是由制动踏板机构和制动阀等气压控制元件组成，也有的在踏板机构和制动阀之间还串联有液压式操纵传动装置。

气顶液制动系的供能装置、控制装置与气压制动系的相同，但其传动装置则包括气压式和液压式两部分。

全液压动力制动系中除制动踏板机构以外，其供能、控制和传动装置全是液压式。

一、气压制动系

(一)气压制动回路

我国生产的中型以上货车或客车一般都采用气压制动系，其回路和液压制动系一样采用双回路或多回路制动系。

图 7－1－48 所示为解放 CA1091 型汽车的双回路气压制动系示意图。由发动机驱动的双缸活塞式空气压缩机(简称空压机)1 将压缩空气经单向阀 9 首先输入湿储气筒 4(湿储气筒上装有安全阀 5 和供外界使用压缩空气的放气阀 3)。压缩空气在湿储气筒内冷却并进行油水分离之后，再分别经两个单向阀 9 进入储气筒 8 的前、后腔。储气筒前腔与串列双腔活塞式的制动阀 14 上腔相连，可以向后制动气室充气。储气筒后腔与制动阀 14 下腔相连，可以向前制动气室充气。此外，储气筒两腔的气压都经三通管分别通向双指针空气压力表中的两个传感器腔，使两个指针分别指示储气筒两腔的气压。而且储气筒后腔还通过气管与调压阀 9 相连，当该腔气压增大到规定值时，调压阀便使空压机空转而停止向储气筒供气。储气筒最高气压为 0.8MPa。

当踩下制动板时，通过拉杆机构操纵制动阀，使制动阀上下两腔的进气口分别与本腔的出气口相通，使储气筒 8 前、后腔的压缩空气得以分别通过制动阀的上、下腔进入后制动气室和前制动气室，从而促动制动器进入工作。当放松制动踏板时，制动阀使制动气室通大气以解除制动。制动气室内建立的气压愈高，则制动器所产生的制动力矩愈大。故为了保证行车制动的渐进性，制动阀应具有随动作用，即保证制动气室压力与踏板行程成一定的递增函数关系。

在采用动力制动系的情况下，驾驶员所施加的踏板力只用来操纵控制装置，而不能像采用人力制动系时那样直接造成制动器促动装置的工作压力。故制动阀还应当能使制动气室压力与踏板力也成一定的递增函数关系，以保证驾驶员有足够强的踏板感。

气压系统各元件之间的连接管路(由钢管、橡胶软管和各种管接头组成)有三种：①供能装置各组成件(空压机、储气筒)之间和供能装置与控制装置(如制动阀)之间的连接管路，即供能管路 a；②控制装置与制动器促动装置(如制动气室)之间的连接管路，即促动管路 b；③一个控制装置与另一个控制装置之间的连接管路，称为操纵管路 c。解放 CA1091 型汽车制动系中

机械工业出版社 www.cmpbook.com 免费下载

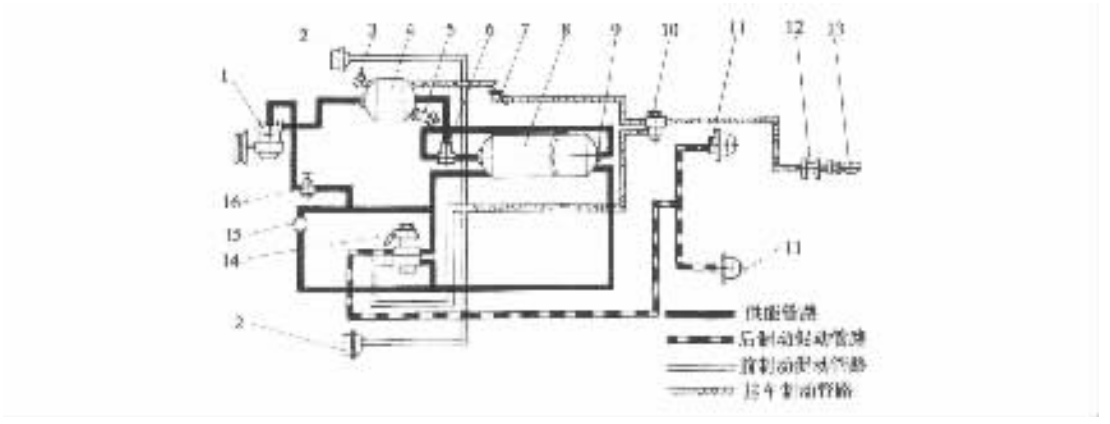


图 7－1－48　解放 CA1091 型汽车的双回路汽压制动系示意图

1－空气压缩机；2－前制动气室；3－放气阀；4－湿储气筒；5－安全阀；6－三通管；7－管接头；8－储气筒；9－单向阀；10－挂车制动阀；11－后制动气室；12－分离开关；13－连接头；14－串列双腔活塞式制动阀；15－气压表；16－气压调节器

只有一个气压控制装置——制动阀，故无操纵管路。

图 7－1－49 所示为东风 E01090E 型汽车气压双回路制动系示意图。其中备有两个主储气筒 14 和 17。单缸空气压缩机 1 产生的压缩空气首先通过单向阀 4 输入湿储气筒 6 进行油水分离，之后分成两个回路：一个回路经过储气筒 14、并列双腔制动阀 3 的后腔而通向前制动气室 2。另一个回路是经过储气筒 17、双腔制动阀 3 的前腔和快放阀 13 而通向后制动气室 10。

当其中一个回路发生故障失效时，另一回路仍能继续工作，以维持汽车具有一定的制动能力，从而提高了汽车行驶的安全性。但是，切不可这样仅利用一个制动回路长时间行车，以防止发生意外。

装在制动阀 3 至后制动气室 10 之间的快放阀 13 的作用是，当松开制动踏板时，使后轮制动气室放气路线和时间缩短，保证后轮制动器迅速解除制动。

前、后制动回路的储气筒上都装有低压报警器 15。当储气筒中的气压低于 0.35MPa 时，便接通装在驾驶室内转向柱支架内侧的蜂鸣器的电路，使之发出断续鸣叫声，以警告驾驶员，注意储气筒内气压过低。

在不制动情况下，前制动储气筒 14 还通过挂车制动阀 9、挂车分离开关 11、连接头 12 向挂车储气筒充气。制动时，双腔制动阀的前、后腔输出气压可能不一致，但都通入梭阀 8。梭阀则只让压力较高一腔的压缩空气输入挂车制动阀 9，后者输出的气压又控制装在挂车上的继动阀，使挂车产生制动。

图 7－1－50 所示为黄河 JN1181C13 型汽车气压制动系示意图，前轮制动和后轮制动各用一个气压回路。双缸空压机 2 生产的压缩空气输入滤气调压阀 3，在此清除所含水分和从空压机携出的润滑油粒后，再通过双回路压力保护阀 14 向各回路的储气筒充气。当供能管路压力（储气筒压力）超过 0.8MPa 时，滤气调压阀中的调压阀即自动打开排放阀，将多余的压缩空气连同凝聚的油和水排放出去。滤气调压阀中还设有供轮胎充气用的放气阀。

在环境温度低于 5℃时，可在向储气筒充气时使用防冻泵 11 将贮存于泵内的乙醇喷入压缩空气流，使整个管路系统中的冷凝水的冰点降低。

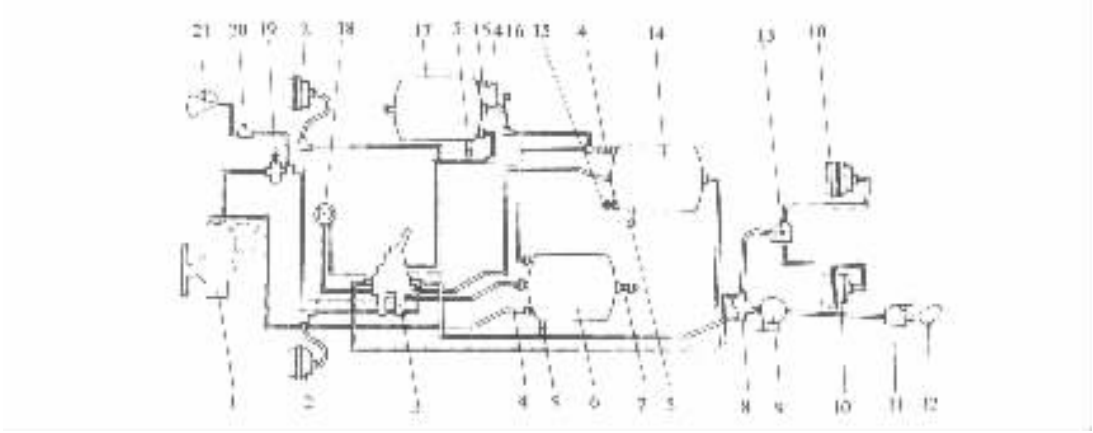


图 7－1－49 东风 EQ1090E 型汽车制动系示意图

1－空气压缩机；2－前制动气室；3－并列双腔式制动阀；4－储气筒单向阀；5－放水阀；6－湿储气筒；7－安全阀；8－梭阀；9－挂车制动阀；10－后制动气室；11－挂车分离开关；12－连接头；13－快放阀；14－主储气筒（供前制动器）；15－低压报警器；16－取气阀；17－主储气筒（供后制动器）；18－双针气压表；19－气驻调节阀；20－气喇叭开关；21－气喇叭

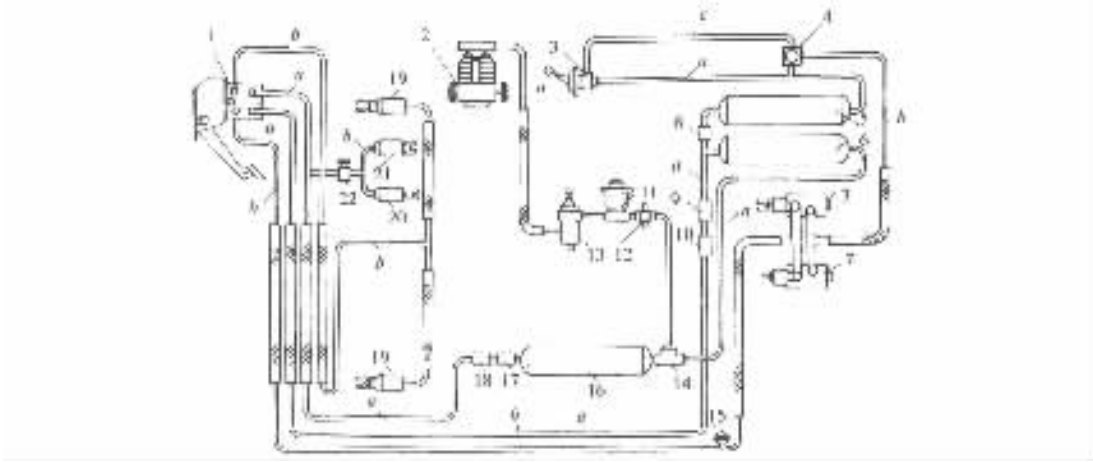


图 7－1－50 黄河 JN1181C13 型汽车制动系示意图

1－并列双腔制动阀；2－空压机；3－手控制动阀；4－继动快放阀；5－驻车－应急制动储气筒；6－后（轮行车）制动储气筒；7－复合式后制动气室；8－单向阀；9－后供能管路压力表传感器；10－后供能管路压力报警灯开关；11－防冻泵；12－检测接头；13－滤气调压阀；14－双回路压力保护阀；15－制动信号灯开关；16－前（轮行车）制动储气筒；17－前供能管路低压报警灯开关；18－前供能符路压力表传感器；19－前制动气室；20－柴油机喷油泵断油操纵气缸；21－排气缓速操纵气缸；22－排气缓速操纵阀

a. 供能管路；*b*. 促动管路；*c*. 操纵管路

双回路压力保护阀 14 的作用是，保证自储气筒至制动气室的前、后两制动回路互相隔绝，而且在任一回路的供能管路漏气时，仍能对完好的另一回路的储气筒继续充气。

前后供能管路中分别设有压力表传感器 9 和 18、低压报警灯开关 10 和 17。当供能管路压力（储气筒压力）因多次制动消耗而降低到一定值时，压力报警灯即开亮。此时应立即停车。待充气到报警灯熄灭后方能继续行车。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

黄河 JN1181C13 型汽车的复合式后制动气室 7 是由彼此独立的前后两气室组成的。前部为行车制动气室，后部为驻车－应急制动气室。前者在充气升压时起行车制动作用。后者在排气降压时方起驻车制动或应急制动作用，而在充气升压时则反而减弱以至解除制动。

驻车制动气压回路应独立于行车制动气压回路，因而其储气筒 5 与后（轮行车）制动储气筒 6 之间设有单向阀 8，使空气只能由储气筒 6 流向储气筒 5 而不能倒流。施行驻车或应急制动时，可利用手控制动阀 3 使驻车－应急制动气室通大气，而在解除制动时则使之与储气筒 5 连通。由于手控制动阀位于驾驶室内，与储气筒 5 和驻车－应急制动气室相距较远，如果制动气室充气和排气时空气都要流经手控制动阀，则施行制动和解除制动的滞后时间将过长。为此，在驻车－应急制动回路中设置了第二控制装置——继动快放阀 4。制动时，制动气室可就近经继动快放阀排气，解除制动时则使储气筒 5 直接经此阀与制动气室相通，从而使制动气室的排气和充气滞后时间大为缩短。

黄河 JN1181C13 型汽车设有排气缓速式辅助制动系。位于发动机排气管中的排气节流阀由操纵气缸 21 促动，所需压缩空气由前制动储气筒 16 提供。其控制装置是足踏式排气缓速操纵阀 22。断油操纵气缸 20 与排气缓速操纵气缸 21 并联，用以在施行排气缓速时，切断汽车柴油发动机的燃油供给。

（二）供能装置

气压制动系的供能装置包括：①产生气压能的空压机和积储气压能的储气筒；②将气压限制在安全范围内的调压阀及安全阀；③改善传能介质（空气）状态的进气滤清器、排气滤清器、管道滤清器、油水分离器、空气干燥器、防冻器等；④在一个回路失效时用以保护其余回路，使其中气压能不受损失的多回路压力保护阀等部件。

1. 空压机及调压阀

解放 CA1091 型汽车的风冷双缸空压机的构造见图 7－1－51。它固定在发动机气缸盖的一侧，由发动机通过风扇皮带轮和三角皮带驱动。

空压机具有与发动机类似的曲柄连杆机构。气缸体 2 是铸铁的，带有散热肋片。每个气缸都有由弹簧压闭的进气阀片 10 和排气阀片 8。进气室经进气管接头 1 借钢质气管通向进气滤清器；出气室经气管通向湿储气筒。

发动机运转时，空压机即随之运转。当活塞下行时，外界空气经空气滤清器自进气管接头 1 和进气阀门 10 被吸入气缸。活塞上行时，缸内空气即被压缩，压力升高，克服排气阀门 8 弹簧的预紧力而使排气阀门开启。压缩空气便经出气室、气管充入湿储气筒。

当储气筒中的气压升高到 0.78～0.81MPa 时，来自储气筒的压缩空气便能经调压阀而进入空压机的卸荷装置的卸荷气室中，使卸荷膜片 4 与卸荷杆 3 下移而顶开进气阀门，使两气缸均与大气相通。此时，空压机的活塞虽然还在上下运动，但不产生压缩空气，只是通过进气门将空气吸入而后又排出，故空压机停止向储气筒供气；当储气筒内气压下降到 0.64～0.67MPa 时，调压阀便使卸荷气室通大气卸荷膜片 4 和杆 3 在弹簧力作用下升起，进气门复位，空压机继续产生压缩空气。

东风 EQ1090E 型汽车的空压机是单缸风冷式的（图 7－1－52）。在进气阀门 9 上方也设置了利用调压阀控制的卸荷装置。卸荷装置壳体 5 内镶嵌着套筒，其中有卸荷柱塞 7 和弹簧 8。在空压机向储气罐正常充气过程中，柱塞上方的卸荷气室经调压阀通大气。柱塞被弹簧顶推到上极限位置，其杆部与进气阀之间保持一定间隙，卸荷装置因而不起作用。

东风 EQ1090E 型汽车的调压阀见图 7－1－53。管接头 10 接空压机卸荷装置；管接头 1 接

储气罐。阀体 3 与阀盖 4 之间夹装有膜片组件 9。膜片组件中心借螺纹连接着与阀体中央孔作动配合的芯管 8,其上部有径向孔,与其轴向孔道相通。其预紧力由调整螺钉 5 调定的调压弹簧 7 将膜片连同芯管压推到下极限位置。芯管下端面(出气阀座)紧密压住阀门 12,并使之离开阀体上的排气阀座,也就是说,调压阀的排气阀开启,出气阀关闭。此时空压机卸荷气室与储气筒隔绝,而经调压阀的排气口 *A* 与大气相通。

在空压机向储气筒充气的过程中,若储气筒气压尚低,则调压阀不起作用。当储气筒气压升高到 0.7 ~ 0.74MPa 时,膜片下方气压作用力即足以克服调压弹簧预紧力而推动膜片向上拱曲,使芯管和阀随之上移到排气阀关闭而出气阀开启的位置(图 7 – 1 – 54)。于是储气筒中的压缩空气便沿图中箭头所标明的路线充入空压机的卸荷气室,迫使卸荷柱塞下移,将空压机进气阀门压下,使之保持在开启位置不动。这样,空压机虽然在运转,但并不产生压缩空气,即空压机卸荷空转。当储气罐气压下降到 0.56 ~ 0.6MPa 时,调压阀的膜片、芯管、阀门重又上移到图 7 – 1 – 53 所示的出气阀关闭而排气阀开启的位置。空压机卸荷气室中的压缩空气乃经调压阀排气口 4 排入大气。卸荷柱塞在弹簧作用下向上复位。于是空压机恢复向储气筒充气。解放 CA1091 型汽车的调压阀结构及工作原理与上述相似。

由上述可见,调压阀和空压机的卸荷装置都是供能装置内的控制装置。因此,二者之间的连接管路是供能装置回路内的操纵管路。

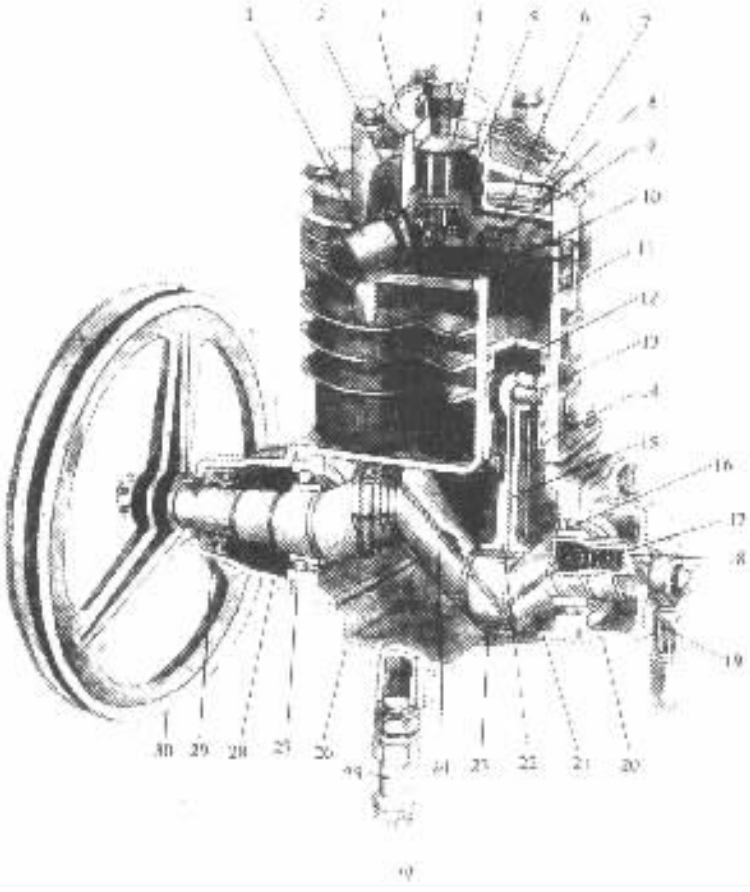


图 7 – 1 – 51

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

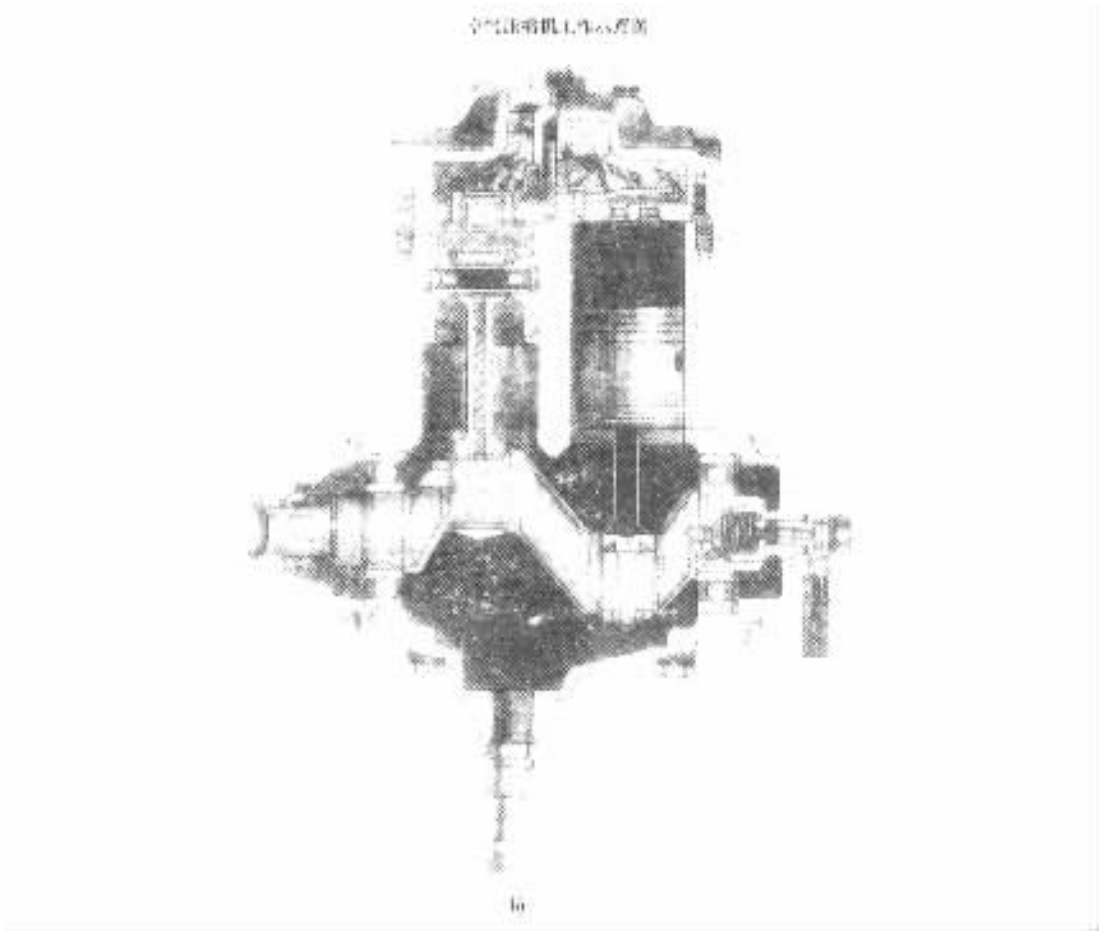


图 7－1－51　解放 CA1091 型汽车空压机

1－进气管接头；2－气缸体；3－卸荷杆；4－卸荷膜片；5－复位弹簧；6－卸荷压板；7－排气阀门导向座；8－排气阀门；9－气缸垫板；10－进气阀门；11－活塞；12－活塞环；13－活塞销；14－油环；15－活塞销润滑油道；16－曲轴后轴承；17－油堵弹簧；18－油堵；19－进油管；20－曲轴箱后盖；21－曲轴；22－连杆；23－连杆衬套；24－曲轴油道；25－回油管；26－底盖；27－曲轴前轴承；28－曲轴箱前盖；29－油封；30－皮带轮

有不少汽车的空压机上并不设置专门的卸荷装置，而是配用另一种结构形式的调压阀，以便在储气筒压力超过规定值时，空压机出气口即经调压阀直通大气，将压缩空气放出而中止对储气筒充气。这种调压阀过去常设计成单独部件（如黄河 JN115D00 型汽车的调压阀），但目前则多与油水分离器组合成一个部件，即滤气调压阀（如黄河州 1181C13、延安 SX2150 型等汽车）。

2. 滤气调压阀

图 7－1－55 所示为黄河 JN1181C13 型汽车所用的滤气调压阀结构图。壳体 8 的两侧均开有进气口 *A* 和出气口 *B*，可根据管路布置需要选用其中一对，多余的一对可用螺塞 28 封堵。阀的主视图右下部为滤气部分；左上部为调压部分；左下部为卸荷排放部分，此外还附有轮胎充气用的放气阀。

来自空压机的压缩空气从进气口 *A* 沿滤芯组件 25 周围的环形腔 *D* 的切线方向流入，形成涡流，向下流到滤芯组件底部后再折向上方通过滤芯。在这段过程中，空气中所含水分及油分基本上被甩滤并凝聚在下盖 1 内。清除油水后的空气继续上流，推开单向阀 20（使单向阀

开启所需的压力不大于 0.05MPa)，经出气口 *B* 流向储气筒。

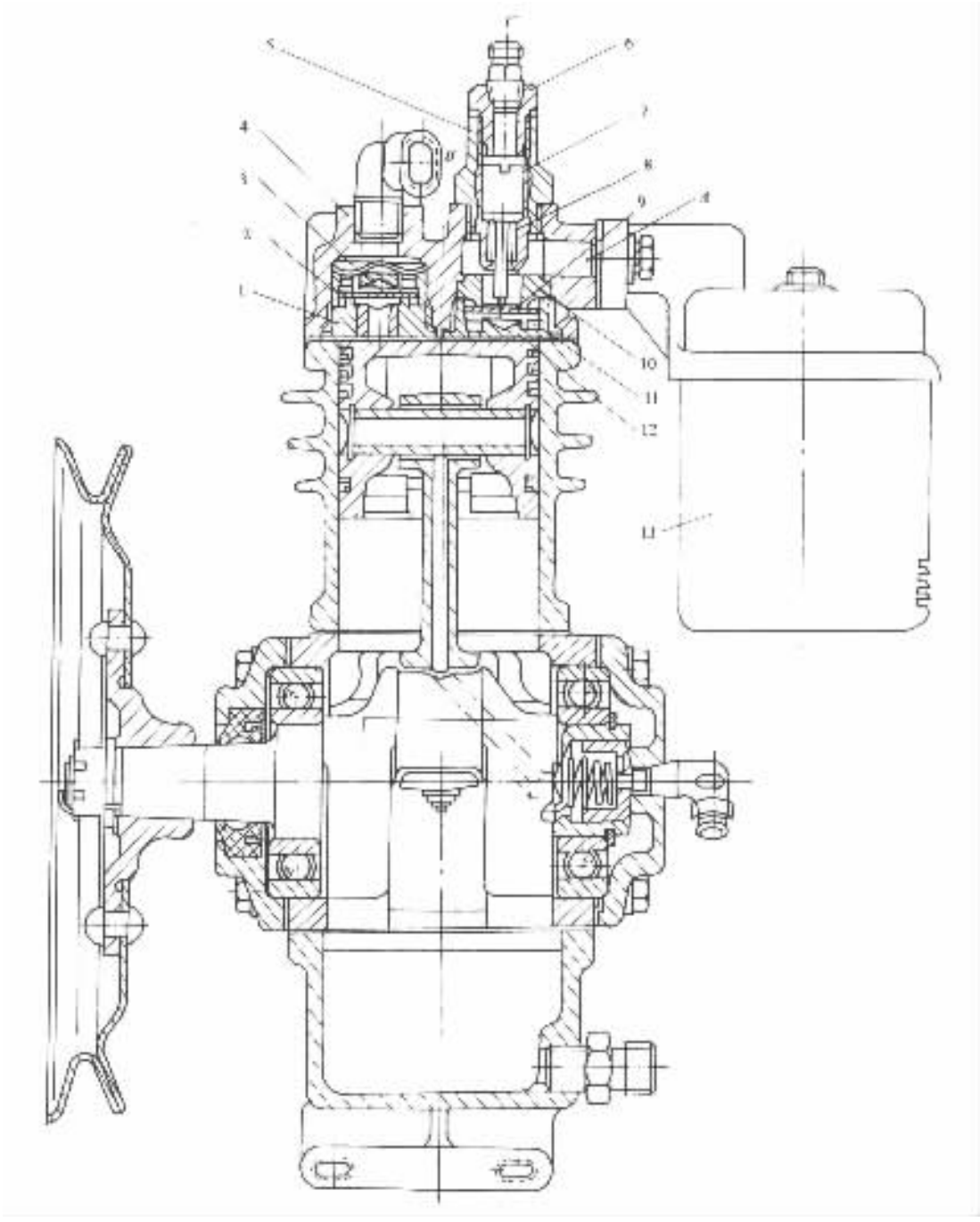


图 7－1－52 东风 EQ1090E 型汽车空压机

1－出气阀座；2－出气阀门导向座；3－出气阀门；4－气缸盖；5－卸荷装置壳体；6－定位塞；7－卸荷柱塞；8－柱塞弹簧；9－进气阀门；10－进气阀座；11－进气阀弹簧；12－进气阀门导向座；13－进气滤清器

A－进气口；*B*－排气口；*C*－调压阀控制压力输入口

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

当储气筒压力达到 0.8MPa 时，通过气道 F 流到橡胶调压膜片 9（相当于阀门）下方的压缩空气对膜片的作用力，足以克服调压弹簧 16 和 17 的预紧力，推使膜片向上拱曲离开阀座，而使空气得以流入气腔 E。此时卸荷活塞 7 在气压作用下向下移动，将排放阀门 4 推离阀座。

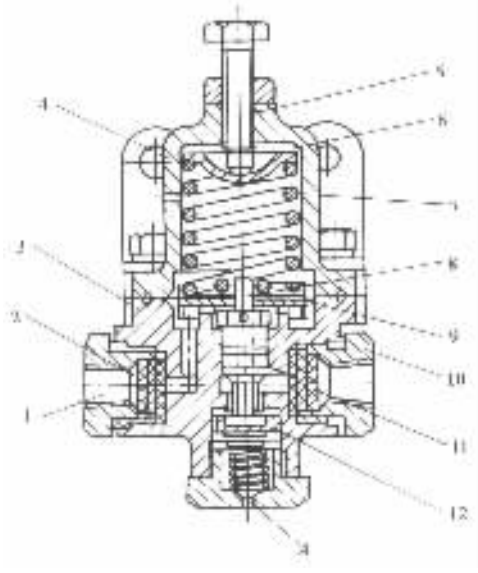


图 7－1－53　东风 EQ1090E 型汽车调压阀

1－通储气罐管接头；2－滤芯；3－阀体；4－阀盖；5－调整螺钉；6－弹簧座；7－调压弹簧；8－芯管；9－膜片组件；10－接空压机卸荷装置管接头；11－密封圈；12－阀门

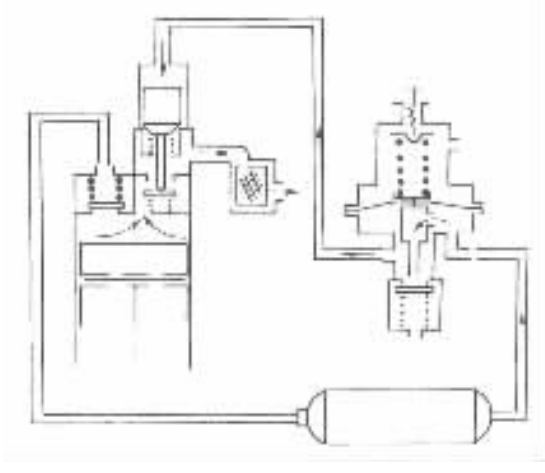


图 7－1－54　空压机卸荷装置与调压阀工作原理示意图

于是自空压机充入气腔 D 的空气便通过排放阀和排气口 C 进入大气。空压机卸荷空转，中止对储气筒充气。此时单向阀 20 在储气筒和出气口反压力作用下紧闭，防止筒内压缩空气逸出。在空压机空转过程中，一直有少量压缩空气直接从开有节流孔的通气螺塞 27 逸出。储气筒压力降低到 0.685MPa，调压膜片即行落座。这时 E 腔不再充气，而且腔内已有的压缩空气经通气螺塞 27 排出。于是在弹簧作用下，卸荷活塞回升，排放阀门关闭。D 腔压力随即重新升高，空压机继续向储气筒充气。通气螺塞 27 上的节流孔务必不使堵塞，否则卸荷活塞将不能回升。

孔口 G 在黄河 JN1181C13 型汽车上不用，可以堵塞。

每次开启排放阀时，凝聚在下盖中的油和水都被压缩空气冲出，不需要人工排放。

需要对轮胎充气时，可将翼形螺母 23 旋下，通过轮胎充气管端将放气阀门 24 推到左极限位置，使进气口 A 与出气口 B 隔绝。来自空压机的压缩空气全部通过放气阀门杆内的孔道充入轮胎。

3. 防冻器

油水分离器或滤气调压阀输出的压缩空气仍可能含有少量残留水分。为了防止在寒冷季节中，积聚在管路和其他气压元件内的残留水分冻结，最好是装设防冻器，以便在必要时向气路中加入防冻剂，以降低水的冰点。

奔驰 2026A 型汽车防冻器见图 7－1－56。油杯 16 内盛有乙醇溶液。液面高度可用固定

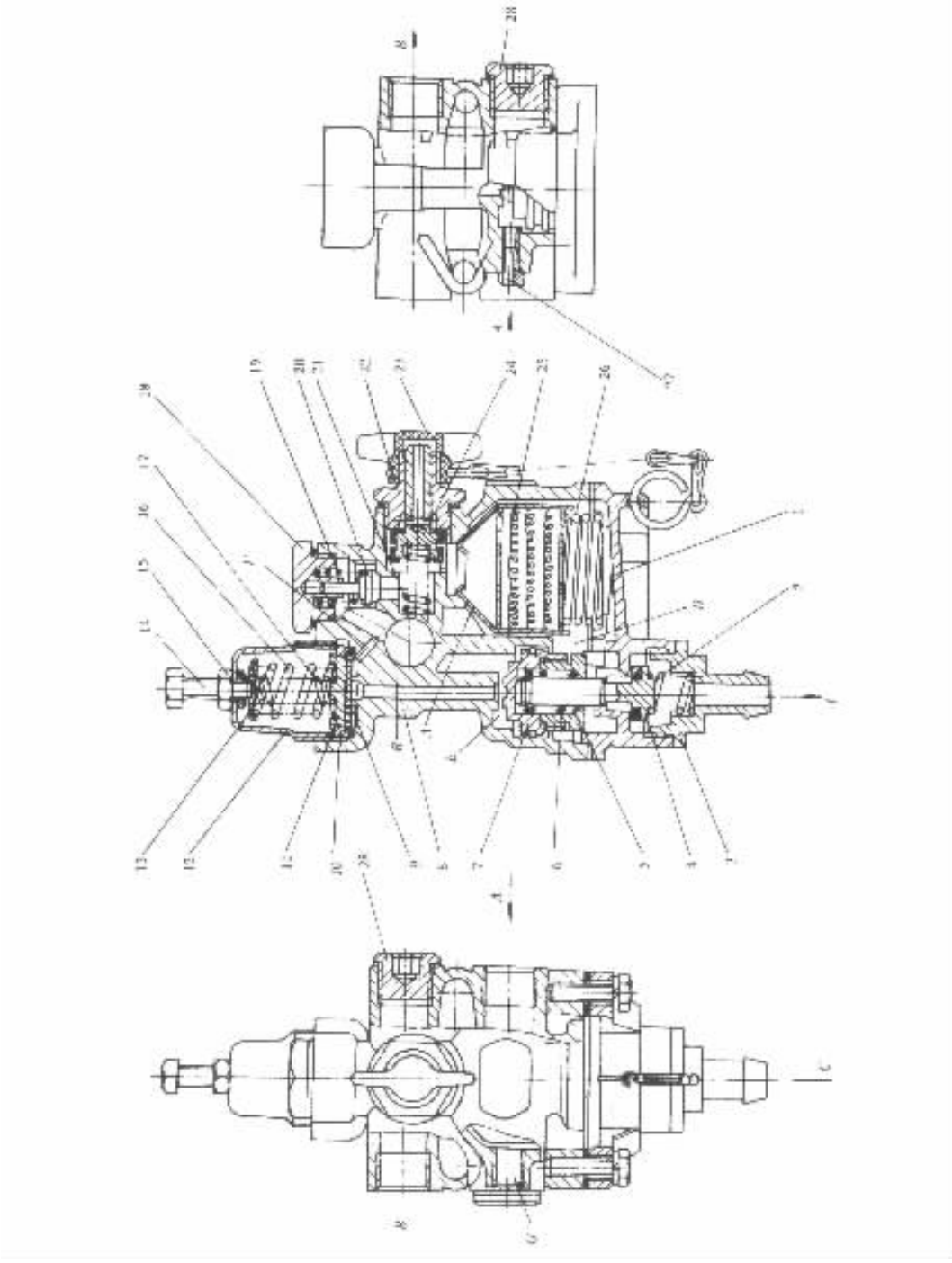


图 7－1－55 黄河 JN1181C13 型汽车滤气调压阀

1－下盖；2－排放阀弹簧；3－软管接头；4－排放阀门；5－导向帽；6－定位弹簧；7－卸荷活塞；8－壳体；9－调压膜片；10－压环；11－下弹簧座；12－罩；13－上弹簧座；14－调整螺钉；15－锁紧螺母；16－外调压弹簧；17－内调压弹簧；18－螺塞；19－单向阀弹簧；20－单向阀；21－放气阀门弹簧；22－放气口接头；23－翼形螺母；24－放气阀门；25－滤芯组件；26－滤芯组件弹簧；27－通气螺塞；28－螺塞

A－进气口；*B*－出气口；*C*－排放口；*D*、*E*－气腔；*F*－气道；*G*－孔口

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

在加液螺塞(虚线所示)下部的检查尺 1 检查。盖 4 内垂直安装着连通管 12。自进气口 *A* 到出气口 *B* 的水平气道与液杯内腔经常借连通管上端的节流孔相通。控制杆 5 的上段与盖 4 上部的中央孔和座圈 2 内孔作动配合。控制杆的下段伸入乙醇溶液内,外套弹簧 18;弹簧 18 周围包有吸液绳 17。吸液绳上下两端分别被弹簧压支在控制杆凸肩和弹簧座 19 上。控制中部凸缘盘的外缘有对称布置的两个径向定位销 11。盖中圆筒形气腔的下部切有环形槽 *C*;而在内圆面上则切有两条轴向槽。

当防冻器处于图示的暖季工作位置时,两定位销 11 插于环槽 *C* 内。这样,控制杆便被固定在下极限位置,而将盖中的水平气道与液杯内腔基本隔绝。只有极少量乙醇蒸气经连通管 12 的节流孔被吸出,随压缩空气流入回路。

当环境温度低(5℃以下)时,应使防冻器转入寒季工作位置,即用手柄将控制杆转过 90°,定位销转到环形槽与轴向槽相通处。此时弹簧 18 即将控制杆推到上极限位置,使盖中水平气道与液杯内腔连通,而且吸液绳上部也露出在气道中。因控制杆下段部分地退出液杯而在杯内造成的真空度,由自连通管渗入的空气补偿。这时,大量的从液面及吸液绳表面蒸发出来的乙醇蒸气随压缩空气流进入回路。回路内的冷凝水溶入乙醇后,其冰点即行降低。

图 7－1－57 所示的黄河 JN1181C13 型汽车用的防冻泵是一种强制喷射防冻剂的防冻器。液杯 12 由带螺纹的泵缸 3 压紧在泵体 1 上。杯中盛有 250mL 防冻液(乙醇)。防冻泵不工作时,带有密封皮圈 14 的活塞 13 连同压杆 9 均被弹簧 5 推压到上极限位置。油杯内的乙醇通过泵缸上的环形滤网 15 和径向进液孔充满泵缸。此时锥阀 17 在弹簧 18 作用下关闭。

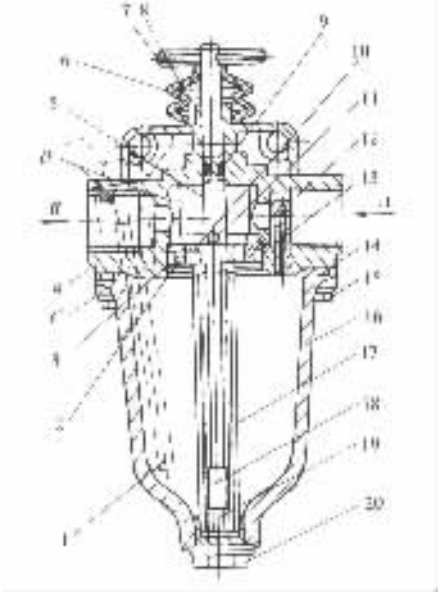


图 7－1－56　奔驰 2026A 型汽车防冻器

1－液面检查尺;2－座圈;3－弹性挡圈;4－盖;5－控制杆;6－防护罩;7－手柄;8－卡箍;9、10－滑动密封圈;11－定位销;12. 连通管;13、14－固定密封圈;15－螺栓;16－液杯;17－吸液绳;18－弹簧;19－弹簧座;20－螺塞

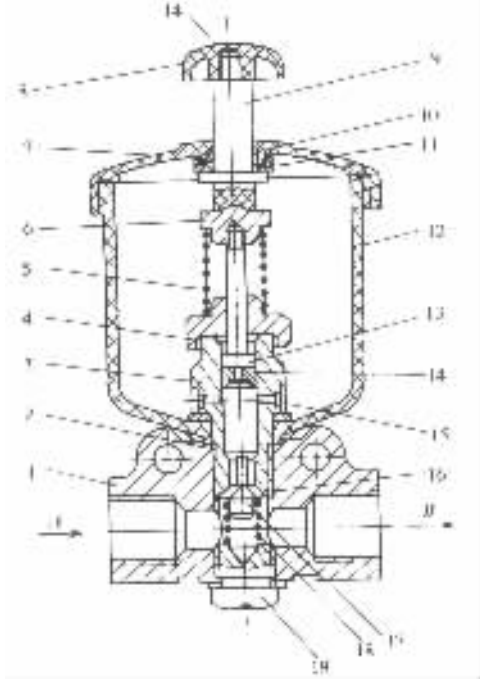


图 7－1－57　黄河 JN1181C13 型汽车防冻泵

1－泵体;2－O 形密封圈;3－泵缸;4－活塞导向帽;5－弹簧;6－弹簧座;7－液杯盖;8－压杆帽;9－压杆;10－密封圈;11－压杆导向帽;12－液杯;13－活塞;14－皮圈;15－环形滤网;16－橡胶阀鹰;17－锥阀;18－弹簧;19－螺塞

用手压下压杆，使活塞下移到将径向进液孔封闭后，泵缸内的防冻液即被加压而经锥阀喷至泵体内的水平气道内。济南汽车制造总厂对黄河 JN1181C13 型汽车规定，当环境温度低达 5℃时，即应使用防冻泵。每天使用 5 次，每次按压 5 下。

4. 多回路压力保护阀

在动力制动系中，按国家标准(GB 12676 — 1999)的要求必须安装多回路压力保护阀。来自空压机的压缩空气可经多回路压力保护阀分别向各回路的储气筒充气。当有一回路损坏漏气时，压力保护阀能保证其余完好回路继续充气。

图 7－1－58 所示为黄河 JN1181C13 型汽车的双回路压力保护阀。平时两活塞阀门 4 在弹簧 2 作用下分别将两出气口 B 封闭。通过滤气调压阀和防冻泵输送来的压缩空气由进气口 A 进入，经两侧气道 C 分别流入左右两气腔 D 和 E。当气腔 D 和 E 中压力超过 0.52MPa 时，两侧气压作用力超过弹簧 2 的预紧力，推使两活塞阀门 4 离开出气接头 5 上的阀座，压缩空气乃经两出气口 B_1 和 B_2 分别充入两回路储气筒。当出气压力达到 0.6MPa 时，两活塞阀门都被推靠到挡圈 6 上，阀的开度达到最大(此时弹簧的压缩变形量最大)。因为一个活塞阀门上的气压作用力可以经弹簧传到另一个上，所以有可能因两出气口的反压力不同而使得两活塞阀门的开启可能有先有后。当两活塞阀门均开启时，前、后两制动储气筒连通，二者可互相进行压力补偿。

若在正常充气过程中有一回路突然损坏漏气，即有一端出气口，例如 B_1 处压力突然降低，甚至降为大气压力，则在开始瞬间，自进气口 A 输入的和由出气口 B_2 倒流回来的压缩空气都流向出气口 B_1，导致 D、E 两腔压力均下降，两活塞阀门都关闭。以后随着空压机不断供气，D、E 两腔气压又渐渐升高。因为右活塞阀门所承受的 B_2 口处气压高于左活塞阀门所受的 B_1 口处气压，右活塞阀门开启所需的 E 腔气压低于左活塞阀门开启所需的 D 腔气压，所以右活塞阀门将首先重新开启，即与 B_2 口相通的完好回路将继续充气。不过所能达到充气压力较低，一般只可达 0.5～0.55MPa，因为压力若超过此值，左活塞阀门亦将重新开启而放气。

四回路压力保护阀的结构原理示于图 7－1－59。其中具有四个阀单元，均由带节流柱塞 2 的盘形阀门 3、弹簧 4 及调整螺钉 5 组成。各回路情况正常时，来自空压机方面的压缩空气从进气口 O 流入。当输入气压的作用力足以克服弹簧 4 的预紧力时，盘形阀门 3 即沿导向套筒 6 上升而离座，使压缩空气得以分别通过两盘形阀门间隙和气孔 7 充入前制动储气筒和中后制动储气筒。使盘形阀门保持最大升程的气压为 $0.7_{-0.03}^{0}$MPa。两盘形阀门均保持开启时，两储气筒互相连通。节流柱塞 2 可使盘形阀门免受气流的动压力作用。

充入上述两储气筒的压缩空气在筒中进一步分离油水后，再分别从两进气口 C 和 D 并经单向阀 8 流入四回路压力保护阀。其压力作用在通向出气口 E、F 的两个阀单元的盘形阀门上。当该压力足够高时，两盘形阀门离座，压缩空气便分别充入驻车第二制动储气筒和排气缓速及其他用气设备的回路。两盘形阀门均保持开启时，上述两回路也互相连通。

由图可见，从进气口 O 到出气口 A 和 B 这一部分与前面所介绍的双回路压力保护阀类似。故当 A、B 两出气口之一的气压很低甚至通大气时，另一出气口仍能保证正常充气。从进气口 C、D 到出气口 E、F 这一部分，除了分别从两个气源输入压缩空气之外，其他也与双回路压力保护阀类似。二进气口之一处于低压或大气压之下时，该侧的单向阀即关闭，而由压力正常的进气口单独工作。总之，四回路压力保护阀能在任一回路损坏漏气时，保证其他三个回路能以稍低的压力正常工作。

(三)控制装置

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

1. 制动阀

制动阀是气压行车制动系中的主要控制装置，用以起随动作用并保证有足够强的踏板感，即在输入压力一定的情况下，使其输出压力与输入的控制信号——踏板行程和踏板力成一定的递增函数关系。其输出压力的变化在一定范围内应该是渐进的。制动阀输出压力可以作为促动管路压力直接输入到作为传动装置的制动气室，但必要时也可作为控制信号输入另一控制装置（如继动阀）。

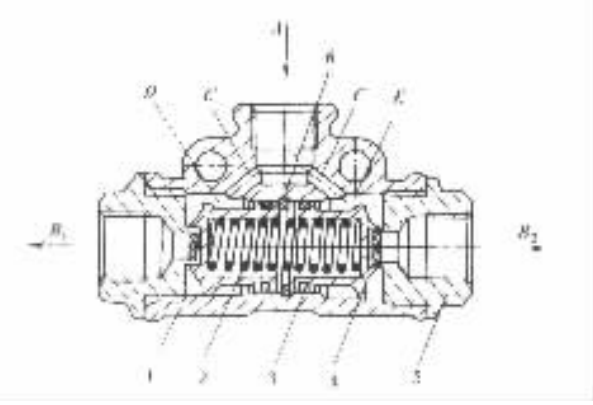


图 7－1－58　黄河 JN1181C13 型汽车双回路压力保护阀

1－阀体；2－弹簧；3－密封圈；4－活塞阀门；5－出气接头（阀座）；6－挡圈

A－进气口；B_1、B_2－出气口；C－气道；D、E－阀腔

解放 CA1091 型汽车的气压制动系所用的串列双腔活塞式制动阀的构造示于图 7－1－60。整个制动阀以其上盖借螺栓固定于车架上。操纵摇臂 17 的中部借销轴支于上盖的两片肋板上，其下端通过拉杆等与制动踏板机构相连。下阀体 13 上有通储气筒的进气口 A_1，A_2 和分别通向前、后轮制动气室的出气口 B_1，B_2。

驾驶员将制动踏板踩下一定距离，使摇臂 17 绕销轴转动，其上端通过滚轮 3、推杆 4 使平衡弹簧 5 及上腔活塞 8 向下移动，消除排气间隙而推开上腔阀门 11，此时从储气筒前腔来的压缩空气经阀门 11 与中阀体 10 上的进气阀座间的进气间隙进入 G 腔，并经出气口 B_1 进入后制动气室，使后轮制动。与此同时，进入 G 腔的压缩空气通过通气孔 F 进入大活塞 2 及下腔小活塞 12 的上方，使其下移推开下腔阀门 14，此时从储气筒后腔来的压缩空气经下腔阀门 14 与下体 13 的阀座之间形成的进气间隙进入 H 腔，并经出气口 B_2 充入前制动气室，使前轮制动（图 7－1－60c 中的Ⅰ）。

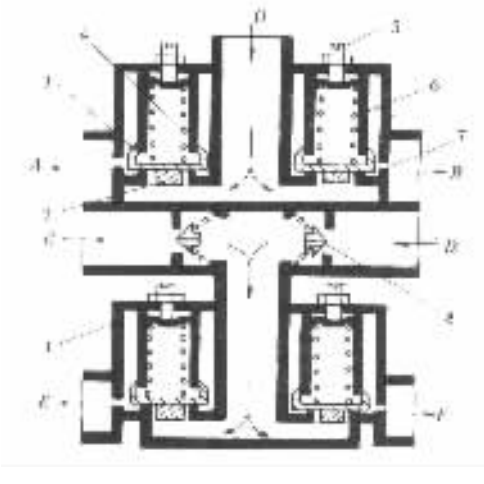


图 7－1－59　波许四回路压力保护阀示意图

1－阀体；2－节流柱塞；3－盘形阀门；4－弹簧；5－调整螺钉；6－盘形阀门导向套筒；7－气孔；8－单向阀

O－自空压机进气口；A－通前制动储气筒出气口；B－通中后制动储气筒出气口；C－自前制动储气筒进气口；D－自中后制动储气筒进气口；E－通驻车－第二制动储气筒出气口；F－通排气缓速回路及其他用气设备回路出气口

当驾驶员踩下制动踏板保持在某一位置时，压缩空气在进入 G 腔的同时由通气孔 E 进入上腔活塞 8 的下方，并推动上腔活塞上移，使 G 腔中的气压作用力与复位弹簧 9 的力之和与平衡弹簧 5 的压紧力相平衡。与此同时，H 腔中的气压作用力与复位弹簧 1 的力之和与大活塞上方的气压作用力相平衡，此时上腔阀门 11 和下腔阀门 14 均关闭，G、H 腔中的气压保持稳定状态，即为制动阀的平衡位置（图 7－1－60c 中的Ⅱ）。

若驾驶员感到制动强度不足，可以将制动踏板再踩下一些，上述的上腔阀门 11 和下腔阀门 14 又重行开启，使中阀体 10 的 G 腔和下阀体 13 的 H 腔以及制动气室进一步充气，直到 G 腔中气压又一次达

到与平衡弹簧的压力平衡，而 H 腔中的压缩空气对大活塞向上的压力又重新与大活塞上方的压缩空气对大活塞向下作用的压力相平衡时为止。在此新的平衡状态下，制动气室所保持的稳定压力比以前更高，同时，平衡弹簧的压缩量和踏板力也比以前更大。

当放开制动踏板时，操纵摇臂 17 复位，平衡弹簧恢复到原来装配长度，上腔活塞 8 上移到使下端与上腔阀门 11 之间形成排气间隙。后制动气室的压缩空气经 G 腔和所形成的排气间隙以及通过下腔小活塞 12 上的排气孔 D 和下面的排气口 C 排入大气；与此同时，下腔大活塞 2 及下腔小活塞 12 受复位弹簧 1 伸张力的作用而上升，使下腔阀门 14 与下阀体 13 的阀座接触，从而关闭储气筒与前制动气室的通路；另一方面，由于下腔大活塞 2 及下腔小活塞 12 的上移，使小活塞的下端与下腔阀门 14 之间也形成排气间隙，前制动气室的压缩空气经 H 腔及所形成的排气间隙以及下腔阀门 14 和排气口 C 排入大气中（图 7－1－60c 中的Ⅲ）。

当前制动管路断裂时，制动阀上腔仍能按上述方式工作，因此后制动器仍能起作用。当后制动管路断裂时，上腔平衡弹簧及上腔活塞 8 将直接推动下腔小活塞 12，使前制动器起作用。

调整螺钉 16 是用来调整排气间隙的，出厂时已调整好，使用中不要任意拧动。

图 7－1－61 所示为东风 EQ1090E 型汽车的并列双腔膜片式制动阀。当驾驶员踩下制动踏板时，通过拉杆使拉臂 1 绕轴 28 转动。拉臂的一端压下平衡弹簧上座 2，并经平衡弹簧 3，弹簧下座 5、钢球 6、推杆 8、钢球 10 使平衡臂 9 下移。平衡臂的两端推动两腔内的膜片下凹，并经芯管 16，首先将排气阀座 F 关闭，继而打开进气阀座 G。此时储气筒中的压缩空气经进气阀座 G 充入制动气室，推动制动气室膜片使制动凸轮转动以实现车轮制动。

由前、后制动储气筒来的压缩空气经进气口 A_1，A_2 和出气口 B_1，B_2 充入前、后制动气室的同时，还经节流孔 D 进入膜片的下腔推动两腔的芯管 16 上移，促使平衡臂 9 等零件向上压缩平衡弹簧 3，此时阀门 18 将进气阀座 G 和排气阀座，同时关闭，制动阀处于平衡状态，压缩空气保留在制动气室中。当驾驶员感到制动强度不足时，可继续下踩制动踏板到某一位置，制动气室进气量增多，气压升高。当气压升高到一定值，进、排气阀座又同时关闭，此时制动阀又处于新的平衡状态。

当放松制动踏板时，拉臂 1 回行，平衡弹簧伸张，压力减小，则膜片 14 在复位弹簧 15 的作用下上凸，并带动芯管 16 等零件上移，排气阀座 F 被打开，制动气室及制动管路内的压缩空气经芯管 16 内孔道上部的排气口 E 及阀门 18 内孔道及下部排气口 C 排出。当踏板放松到某一位置不动时，在平衡弹簧 3 的作用下，阀门 18 又将进气门座 G 和排气阀座，同时关闭，制动阀又处于新的平衡状态。当制动踏板完全放松时，制动作用完全解除。

由此可知，制动阀之所以能起到随动作用，保证制动的渐进性，主要是因为推杆与芯管之间是依靠平衡弹簧来传力的，而平衡弹簧的工作长度和作用力则随自制动阀到制动气室的促动管路压力而变化。故只要自踏板传到推杆的力大于平衡弹簧预紧力，不论踏板停？留在哪一个工作位置，制动阀都能自动达到并保持以进气阀和排气阀二者都关闭为特征的平衡状态。这也是现有的各种动力制动系和伺服制动系中的控制阀等随动装置的基本工作原理。

2. 手控制动阀

手控制动阀可用以控制汽车的驻车制动和第二制动（或应急制动），以及挂车的驻车制动。因为对驻车制动没有渐进控制的要求（过去对应急制动也没有这个要求），所以仅仅用以控制驻车制动的手控制动阀实际上只是一个气开关。例如黄河 JN1181C13 型汽车用以控制储能弹簧制动气室的放气（施行驻车制动）和充气（解除驻车制动）的即是一种开关式手控制动阀（图 7－1－62）。其在整个气压制动回路中的位置见图 7－1－50。

试读结束：需要全本请在线购买：www.ertongbook.com 免费下载

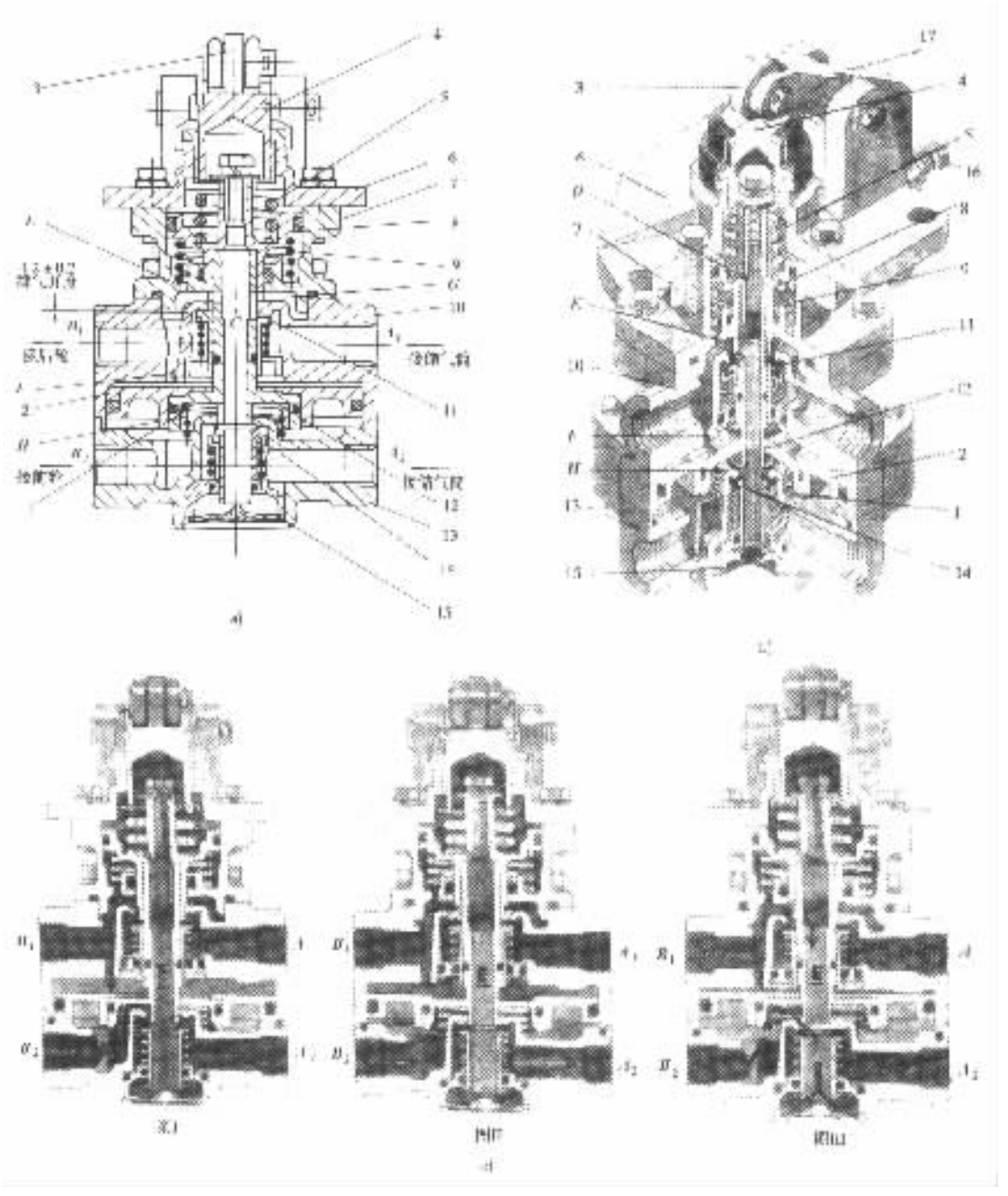


图 7－1－60　解放 CA1091 型汽车制动阀

1－下腔小活塞复位弹簧；2－下腔大活塞；3－滚轮；4－推杆；5－平衡弹簧；6－上盖；7－上阀体；8－上腔活塞；9－上腔活塞复位弹簧；10－中阀体；11－上腔阀门；12－下腔小活塞；13－下阀体；14－下腔阀门；15－防尘片；16－调整螺钉；17－操纵摇臂

A_1、A_2－进气口；B_1、B_2－出气口；C－排气口；D－上腔排气孔；E、F－通气孔

图 7－1－62 中，进气口 A 通驻车制动储气筒；两出气口 B 之一通向继动阀。另一个出气口不用，可以封堵。芯管 5 的位置由操纵杆 4 下端的凸轮控制。当操纵杆处于图中实线所示位置Ⅰ时，芯管在弹簧 7 作用下紧靠操纵杆凸轮。此时进气阀关闭，排气阀开启。出气口经芯

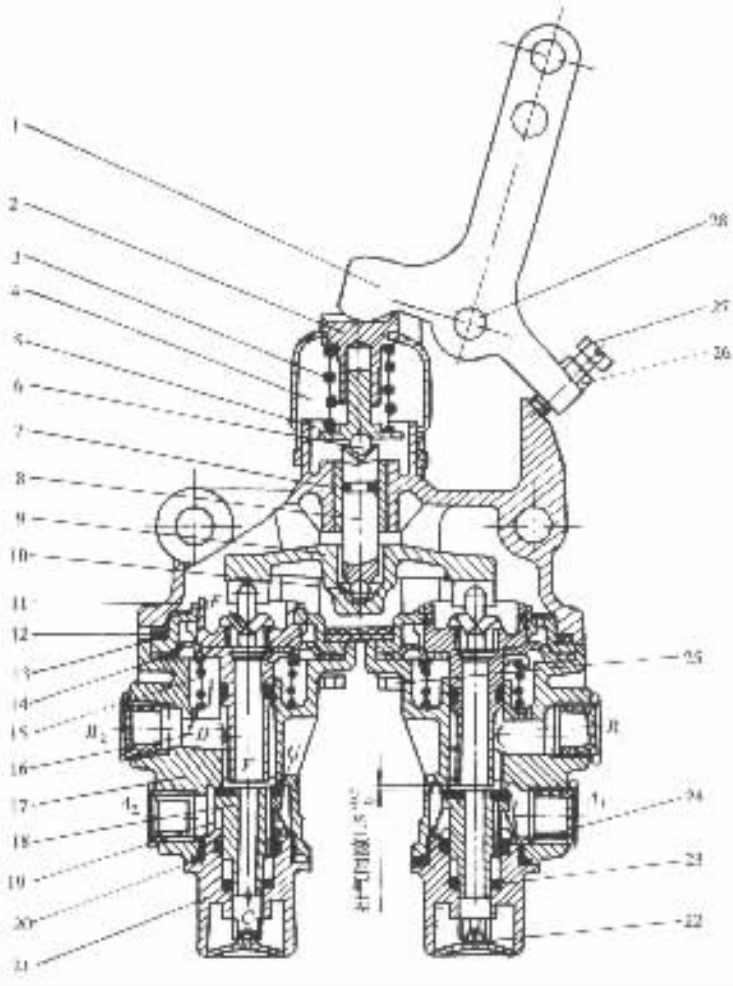


图 7－1－61 东风 EQ1090E 型汽车制动阀

1－拉臂；2－平衡弹簧上座；3－平衡弹簧；4－防尘罩；5－平衡弹簧下座；6－钢球；7、12、23、24－密封圈；8－推杆；9－平衡臂；10－钢球；11－上体；13－钢垫；14－膜片；15－膜片复位弹簧；16－芯管；17－下体；18－阀门；19－阀门复位弹簧；20－密封垫；21－阀门导向座；22－防尘堵片；25－防尘堵塞（运输及储存时用）；26－锁紧螺母；27－调整螺钉；28－拉臂轴

A_1－进气口（通前制动储气筒）；A_2－进气口（通后制动储气筒）；B_1－出气口（通前制动气事及挂车空气管）；B_2－出气口（通后制动气室）；C－下部排气口；D－节流孔；E－上部排气口；F－排气阀座；G－进气阀座

管和排气口 C 通大气，同时复合制动气室（图 7－1－50 中的 7）中的储能弹簧制动气室也经继动阀（图 7－1－50 中的 4）通大气。于是汽车处于驻车制动状态。

欲解除驻车制动，必须将操纵杆扳至假想线所示的位置Ⅱ，使排气阀关闭，进气阀开启。由出口 B 输出的气压（总是等于进气口 A 的输入气压）便作为控制压力信号输入继动阀。后者便开放一条由驻车制动储气筒不经手控制动阀直接向储能弹簧制动气室充气的捷径。

这种开关式手控制动阀没有平衡弹簧和由膜片或活塞所形成的平衡气室，因而不可能保持一个进、排气阀都关闭的平衡状态，即不可能实现渐进制动。在采用这种手控制动阀的情况下，储能弹簧制动气室也能用于临时的应急制动，但不能用于第二制动系，因为第二制动系同行车制动系一样，必须能起渐进制动的作用。

www.bzfxw.com 免费下载

3. 快放阀与继动阀(加速阀)

储气筒和制动气室二者一般是只通过制动阀(含手控制动阀,下同)用管路连接的。这样,储气筒向制动气室充气以及制动气室内压缩空气排入大气,都必须迂回流经制动阀。在储气筒、制动气室都与制动阀相距较远的情况下,这种迂回充气和排气将导致制动和解除制动的滞后时间过长,不利于汽车的及时制动和制动过后的及时加速。

在制动阀到制动气室的管路上靠近制动气室处,设置如图 7－1－63 所示的快放阀,可以保证解除制动时制动气室迅速排气。快放阀的进口 *A* 通制动阀,两出气口曰可分别通向左右两侧制动气室。制动时,由制动阀输送过来的压缩空气自进气口 *A* 流入,将阀门 4 推离进气阀座,进而使之压靠阀盖内端的排气阀座,然后自出气口 *B* 流向制动气室。此时,快放阀的作用有如一个三通管接头。解除制动时,进气口 *A* 经制动阀通大气,阀门在弹簧 3 作用下回位(即关闭进气阀),制动气室内的压缩空气即就近经孔口 *C* 排入大气,而毋需迂回流经制动阀。

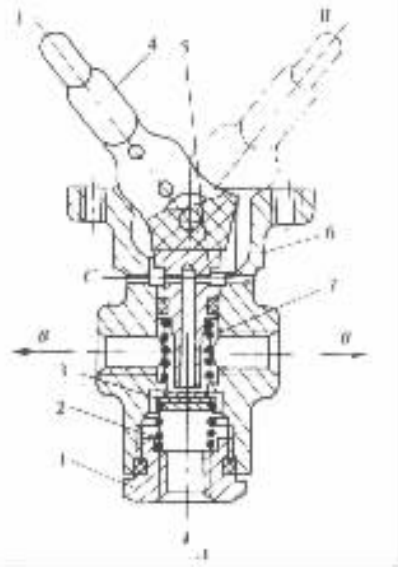


图 7－1－62　黄河 JN1181C13 型汽车手控制动阀

1－螺塞;2－阀门弹簧;3－阀门;4－操纵杆;5－芯管;6－阀体;7－芯管弹簧

A－进气口;*B*－出气口;*C*－排气口

继动阀的作用也是使压缩空气不流经制动阀而直接充入制动气室,以缩短供气路线,减少制动滞后时间。图 7－1－64 所示为一般形式的膜片式继动阀。在一般情况下,进气口 *A* 直接通储气筒;出气口 *B* 通向制动气室;孔口 *C* 则与制动阀的出气口相通。当孔口 *C* 处于大气压力下时,芯管 5 在自身重力作用下压靠阀门 3,同时阀门也在弹簧 4 作用下压靠阀体 1 上的阀座。这意味着继动阀的进气阀和排气阀都关闭。踩下制动踏板时,制动阀的输出气压作为继动阀的控制压力自孔口 *C* 输入。膜片 2 在此控制压力作用下连同芯管向下移动,将进气阀推开。于是压缩空气便由储气筒直接通过进气口 *A* 和出气口 *B* 充入制动气室,而毋需流经制动阀。这就大大缩短了制动气室的充气管路,加速了气室充气过程。因此,过去多将用在这种场合的继动阀称为加速阀。

孔口 *C* 处的控制压力撤除后,膜片在下方气压作用下向上拱曲,使排气阀开启。于是制动气室中的压缩空气便经芯管 5 和孔口 *C* 流向制动阀,并经制动阀排气口排入大气。

继动阀具有平衡膜片和平衡气室,所以只要输入的控制压力是渐进变化的,则继动阀对本身输出压力的控制也是渐进的。

黄河 JN1181C13 型汽车制动回路(参看图 7－1－50)中的活塞式继动阀的构造见图 7－1－65。进气口 *A* 通驻车制动储气筒;两出气口 *B* 之一接储能弹簧气室,另一出气口不用,可封堵。半环形的排气阀门 7 借螺栓固定在活塞 2 上。进气阀门 8 的空心杆部的上端面为排气阀座。在图示状态下,进气阀关闭,排气阀开启。储能弹簧制动气室通大气,储能弹簧伸张而施行驻车制动。当孔口 *C* 有来自手控驻车制动阀的控制气压输入时,活塞 2 便下降,使排气阀关闭而进气阀开启。于是压缩空气即自储气筒直接经继动阀充入弹簧制动气室,将储能弹簧压缩而解除驻车制动。一旦控制压力撤除,弹簧制动气室即可不经手控制动阀,只需就近通过继动阀排气口 *D* 排气,施行驻车制动。所以这种具有排气口的新式继动阀兼有快放阀的作用。为了区别于一般继动阀,也可称之为继动快放阀。

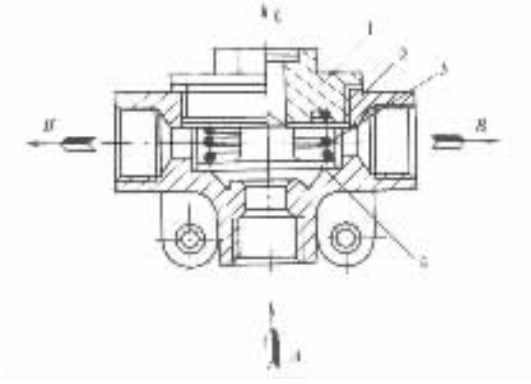


图 7－1－63 快放阀

1－阀盖；2－阀体；3－弹簧；4－阀门

A－进气口；B－出气口；C－排气口

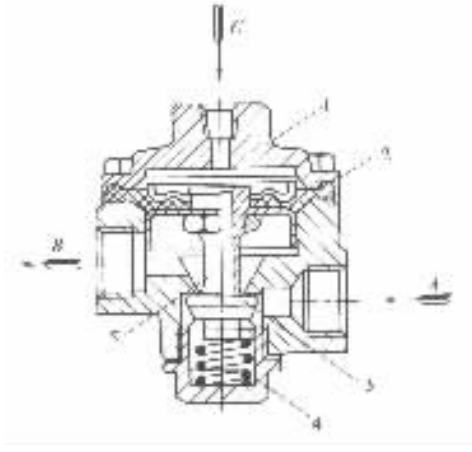


图 7－1－64 继动阀(加速阀)

1－阀体；2－膜片；3－阀门；4－弹簧；5－芯管

A－进气口；B－出气口；C－控制气压输入口

若接进气口 A 的储气罐放空或进气管路损坏而不能解除驻车制动，则可使孔口 C 改接车外气源。经孔口 C 输入的车外压缩空气一方面推下活塞 2，使排气阀关闭，进气阀开启，另一方面推开单向阀 22，经出气管道充入弹簧制动气室以解除制动。与此同时，单向阀 19 在气压作用下紧闭，防止车外压缩空气从进气口 A 流失。

4. 梭阀(亦称双向阀)

在东风 EQ1090E 型汽车的双回路气压制动系中设置了梭阀(双向阀)8(图 7－1－49)，双腔制动阀 3 的两腔都有可能通过梭阀向挂车制动阀 9 输入控制气压，保证在汽车两制动回路之一损坏时，挂车制动阀仍然可以接到制动控制信号。

图 7－1－66 所示为东风 EQ1090E 型汽车的梭阀。它有分别通向两个气源的两个进气口 A_1、A_2 和一个出气口 B。片式阀门 3 可在阀腔内自由轴向移动。当进气口 A_1 处气压高于进气口 A_2 处气压时，片式阀门 3 在气压差作用下处于图示的下方位置，将低压进气口 A_2 封闭。此时仅由进气口 A_1 所接气源单独经出气口 B 向用气管路供气。封闭进气口 A_2 是为了防止高压气源向低压气源充气。

一旦进气口 A_2 气压变得高于进气口 A_1 气压时，则片式阀门将上移而封堵进气口 A_1，改由进气口 A_2 所接受气源单独供气。若两进气口压力相等，则由两气源共同供气，不过这种现象很少出现。

(四)制动气室

单就气压系统而言，制动气室是执行装置，其作用是将输入的气压能转换成机械能而输出。但从整个制动系看来，制动气室还是属于传动装置，其输出的机械能还要传到制动凸轮之类的促动装置，使制动器产生制动力矩。

解放 CA1091 型汽车和东风 EQ1090E 型汽车都采用膜片式制动气室。东风 EQ1090E 型汽车的制动气室见图 7－1－67。夹布层橡胶膜片 1 的周缘用卡箍 7 夹紧在壳体 3 和盖 2 的凸缘之间。盖与膜片之间为工作腔，借橡胶软管与由制动阀接出的钢管连通，膜片右方则通大气。弹簧 4 通过焊接在推杆 5 上的支承盘 10 将膜片推到图示的左极限位置。推杆的外端借连接

机械分享网 www.jixie.com 免费下载

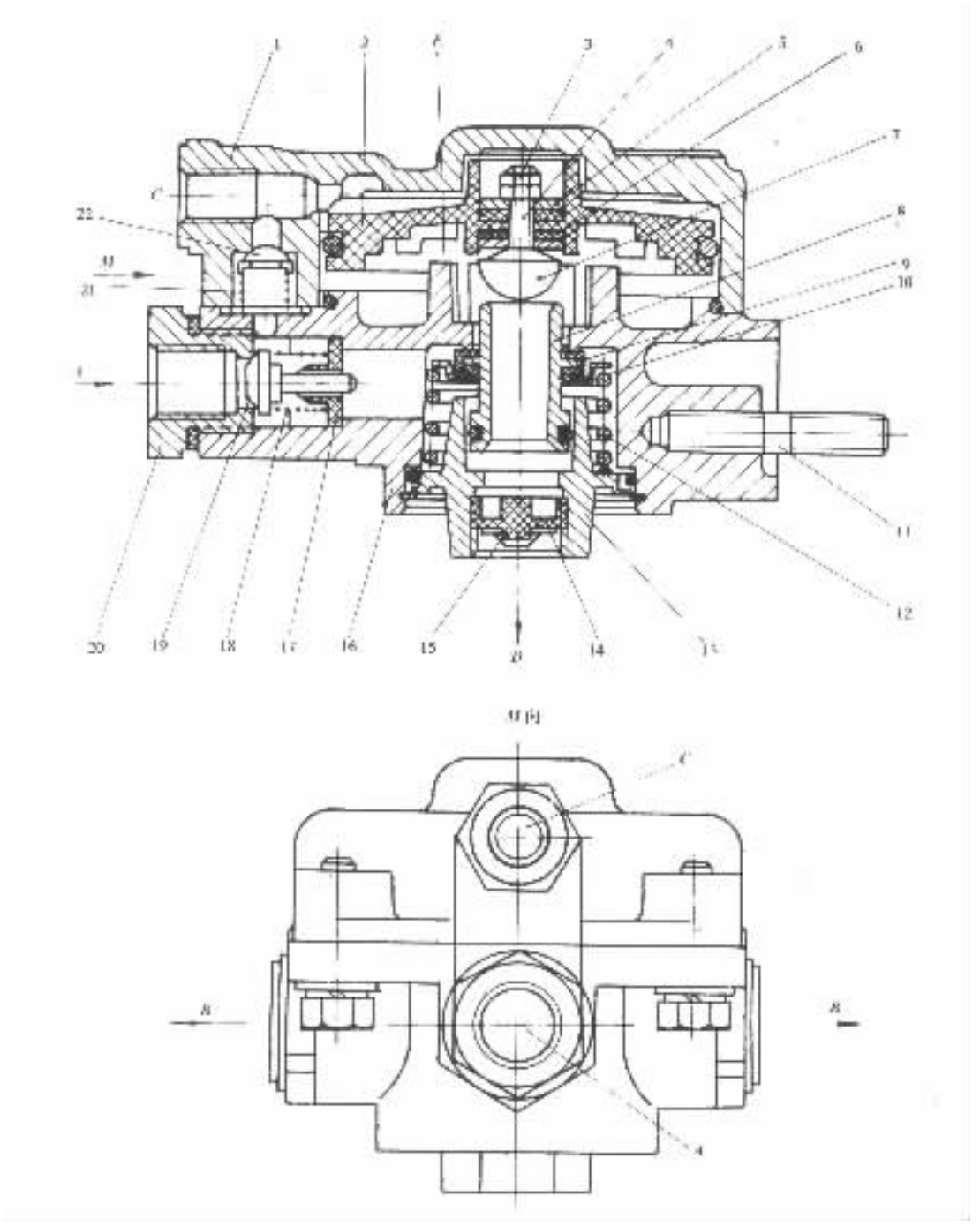


图 7－1－65　黄河 JN1181C13 型汽车驻车制动继动阀

1－阀体；2－活塞；3－锁紧螺母；4－螺栓；5－垫圈；6－橡胶垫圈；7－排气阀门；8－进气阀门(排气阀座)；9－进气阀门密封垫；10－弹簧座；11－双头螺栓；12－进气阀弹簧；13－弹簧座；14－橡胶垫圈；15－尼龙滤气螺塞；16－下阀体；17－塑料导向座；18、21－弹簧；19、22－单向阀；20－进气接头

A－进气口；B－出气口；C－控制压力输入口；D－排气口；E－平衡气室

叉 6 与制动器的制动调整臂相连。

踩下制动踏板时，压缩空气自制动阀充入制动气室工作腔，使膜片向右拱，将推杆推出，使制动调整臂和制动凸轮转动而实现制动。放开制动踏板，工作腔则经由制动阀的排气口通大气。膜片与推杆都在弹簧 4 作用下复位而解除制动。

黄河 JN1181C13 型汽车前轮用的活塞式制动气室示于图 7－1－68。活塞组件由活塞体 3、密封皮碗 2、密封圈 4、弹簧座 5 和导向套筒 13 等组成。推杆 11 在轴向移动的同时还有摆动，因此其接触活塞体的一端做成球头。

活塞式制动气室的推杆行程可以取得较膜片式的大，其活塞工作寿命也比膜片长，但整个气室结构较复杂，成本较高。

图 7－1－69 所示为黄河 JN1181C13 型汽车后轮所用复合制动气室。行车制动气室Ⅰ的通气口 A 接头焊接在驻车制动气室壳体 14 上，其孔道与驻车制动气室Ⅱ的通气口 B 接头的孔道平行，即垂直于图面（为解释方便，图中已将此进气接头旋转 90°，以假想线画在图平面内）。并以平行于气室轴线的孔道与行车制动气室相通。行车制动气室活塞组件包括活塞体 4、密封皮圈 3 和导向套筒

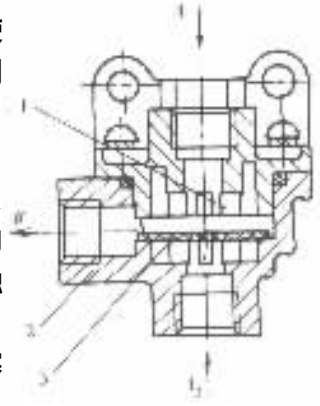


图 7－1－66 东风 EQ1090E 型汽车的梭阀

1－上体；2－下体；3－片式阀门；A_1、A_2－制动阀气源进气口；B－出气口（至挂车制动阀）

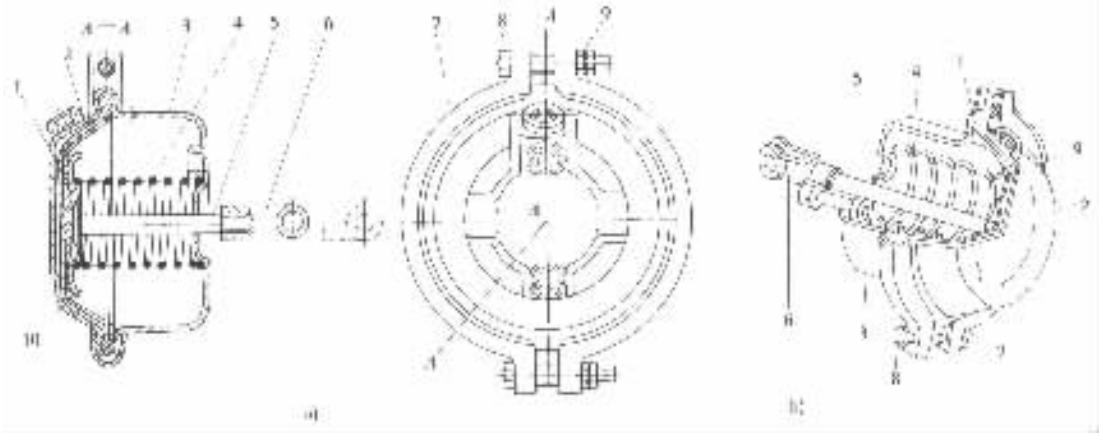


图 7－1－67 膜片式制动气室

a）结构图；b）轴侧图

1－橡胶膜片；2－盖；3－壳体；4－弹簧；5－推杆；6－连接叉；7－卡箍；8－螺栓；9－螺母；10－支承盘

1。承推活塞 17 与导向套筒内圆面动配合。驻车制动气室推杆 5 一端与衬套 16 和密封圈座 15 动配合，另一端切有螺纹，并装有螺母 11。单施行驻车制动时，推杆 5 只推动承推活塞 17 和推杆 20，而行车制动活塞可以保持不动。

在汽车起步之前，应将手控制动阀的操纵杆扳回解除制动位置，使压缩空气自驻车制动储气罐充入驻车制动气室Ⅱ，压缩储能弹簧 9，使驻车制动活塞回到不制动位置，同时行车制动活塞也在复位弹簧作用下复位。此时驻车制动解除，汽车方能起步。但如果储气罐气压未达到最小安全值，则不可能压缩储能弹簧，因而汽车也不可能起步。这是利用储能弹簧施行驻车制动的主要优点。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

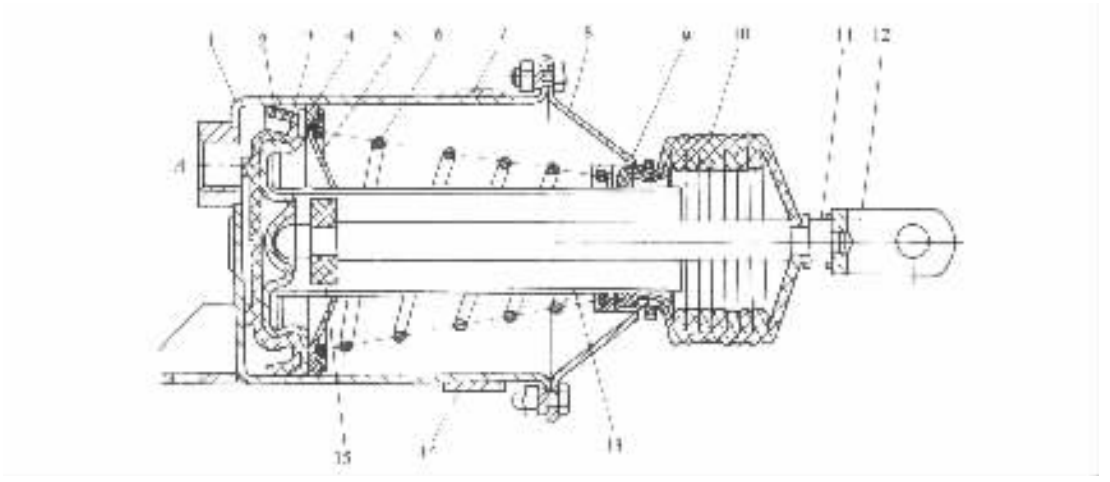


图 7－1－68　活塞式制动气室

1－壳体；2－橡胶皮碗；3－活塞体；4－密封圈；5－弹簧座；6－弹簧；7－气室固定卡箍；8－盖；9－毡垫；10－防护套；11－推杆；12－连接叉；13－导向套筒；14－气室固定板；15－密封垫；A－通气口

单施行行车制动时，踩下制动踏板，即有压缩空气自制动阀经通气口 A 充入行车制动气室Ⅰ，将行车制动活塞推到制动位置，而驻车制动活塞仍保持在不制动位置。

在行车制动系失效情况下，如果行车遇险需要紧急制动，可急扳手控制动阀操纵杆，使驻车制动气室放气，储能弹簧便立即伸张而将两个活塞都推到制动位置。可见储能弹簧制动气室也可用于应急制动。

若制动气压系统的供能装置失效而又无车外气源可以借用，因而不能对驻车制动气室充气以解除驻车制动，但又需开动或拉动汽车的情况下，可拆下防尘管，旋动在储能弹簧作用下紧靠在套筒 8 内挡环上的螺母 11，使推杆 5 连同活塞 6 压缩储能弹簧而退回不制动位置。于是承推活塞 17 和推杆 20 便得以在制动器调整臂复位弹簧作用下复位。但是，一旦供能装置恢复供气后，应立即将螺母 11 旋回到使推杆 5 连同活塞 6 处于工作位置，否则驻车制动气室将不起作用。在压缩状态下的储能弹簧作用力很大，故拆卸时应特别注意安全。

驻车制动气室推杆最大行程比行车制动气室推杆最大行程一般要大 10%左右。因此，当行车制动气室推杆已移动最大行程，但却由于制动器间隙过大而未能实现完全制动时，可以使驻车制动气室放气，利用储能弹簧助力，进一步推出行车制动气室推杆，以实现完全制动。

二、气顶液制动系与全液压动力制动系

(一)气顶液制动系

气压制动系作为一种动力制动系，比人力液压制动系更容易满足在踏板力不过大而踏板行程又不过长的条件下产生较大制动力的要求。但气压系统的工作压力比液压系统的低得多，因而其部件的尺寸和质量都比液压系统的相应部件大得多。例如，液压轮缸可以装在制动器内直接作为制动蹄促动装置，而尺寸很大的制动气室则只能装在制动器外，必须通过制动臂和制动凸轮轴等一系列零件来促动制动蹄，况且这些零件及其支承座都很笨重而且属于非簧载质量，有损于汽车行驶平顺性。其他气压部件，如空压机和储气筒等也都比相应的油泵和储能器等液压部件更大更重。因此，气压制动系只宜用于中型以上，特别是重型的货车和客车。

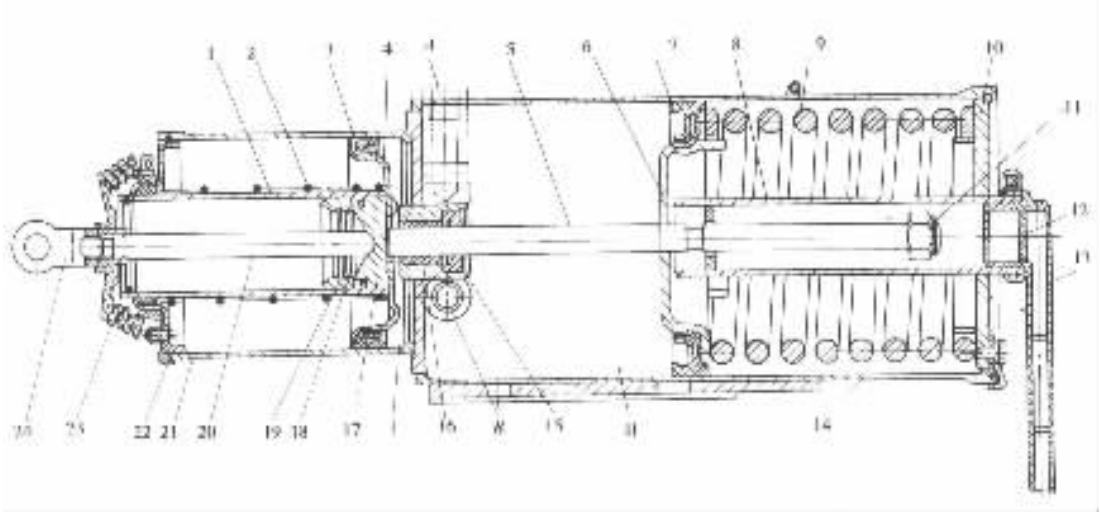


图 7－1－69 黄河 JN1181C13 型汽车后轮复合制动气室

Ⅰ－行车制动气室；Ⅱ－驻车制动气室

1－导向套筒；2－行车制动活塞复位弹簧；3－行车制动活塞皮圈；4－行车制动活塞体；5－驻车制动气室推杆；6－驻车制动活塞体；7－驻车制动活塞皮圈；8－套筒；9－储能弹簧；10－驻车制动气室盖板；11－螺母；12－毛毡滤气片；13－防尘管；14－驻车制动气室壳体；15－密封圈座；16－尼龙活塞皮圈；17－承推活塞；18－尼龙导向环；19－尼龙挡圈；20－行车制动气室推杆；21－行车制动气室壳体；22－行车制动气室盖；23－防护套；24－连接叉

A－行车制动气室通气口；B－驻车制动气室通气口

此外，在踩下和放开制动踏板时，气压系统中工作压力的建立和撤除，都比液压系统缓慢得多。一般说来，气压制动系的工作滞后时间约 3 倍于液压制动系。

为了兼取气压系统和液压系统二者之长，有些重型汽车采用了如图 7－1－70 所示的气顶液式动力制动系。在图示的双回路制动系中，供能装置和控制装置都是气压式的。传动装置则是气压．液压组合式的。气压能通过互相串联的制动气室和液压主缸转换为液压能。这样，气压系统可以布置得尽量紧凑些，以缩短管路长度和滞后时间。用液压轮缸作为制动器促动装置大大减少了非簧载质量。

使用气顶液制动系的汽车用来牵引挂车时，挂车可用气压制动，也可用液压制动。此外，这种气压和液压系统兼备的汽车的各个车桥的制动器有可能分别采用液压促动和气压促动。

（二）全液压动力制动系

全液压动力制动系是以储能器储存的液压能或限制液流循环而产生液压作用的动力制动装置。其制动系的液压系统，同动力转向液压系统一样，也有常压式（闭式）和常流式（开式）两种，二者的制动能源都是汽车发动机驱动的油泵。但目前汽车用的全液压动力制动系多用常压式，因为其中设有储能器，可以积蓄液压能，以备在发动机或油泵停止运转，或是泵油管路损坏的情况下，仍能进行若干次完全制动。

图 7－1－71 所示为一种较简单的全液压双回路动力制动系。若以之与图 7－1－49 所示的气压制动系比较，不难发现，二者的各组成元件在功能上都一一相当。油泵 3 相当于空压机；储能器 5 和 9 相当于储气罐；液压制动阀 10 相当于气压制动阀；盘式制动器 1 和 11 中的油缸（轮缸）相当于制动气室。不过，气压制动系的传能介质是取之不竭的空气，除了有必要消除排气噪声的情况以外，一般都不设回气管路。液压系统的传能介质是特制的制动液，解除制动

此PDF为试读，需要完整PDF请访问：www.ertongbook.com 免费下载

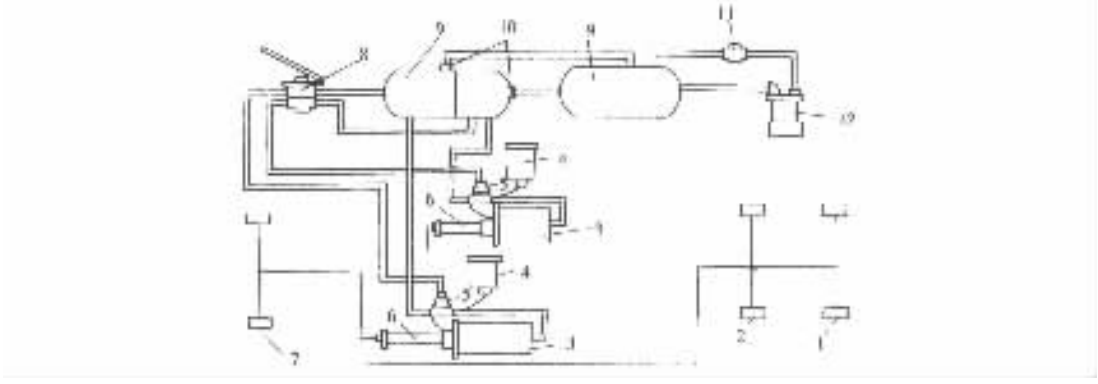


图 7－1－70　气顶液制动系示意图

1、2、7　制动轮缸；3－动力气室；4－贮液罐；5－气压继动阀；6－液压主缸；8－串列双腔气制动阀；9－储气罐；10－单向阀；11－气调压阀；12－空压机

时由轮缸经液压制动阀排出的低压油液必须通过回油管路加以回收。

一种常用的往复式单柱塞油泵示于图 7－1－72。泵体低压腔内充满由储液罐供给的低压油。泵缸柱塞 1 由发动机通过曲轴 9 和连杆 11 驱动。一般情况下，泵缸进油孔 2 与低压腔连通。柱塞上行时经进油孔吸油，下行时将封堵进油孔，对缸内油液加压。高压油经出油阀 3 和出油口 4 输出至储能器。储能器压力又经管路和孔口 7 反馈入卸荷柱塞 6 右端的卸荷油腔，作为卸荷控制压力，当储能器压力高达规定值（本例中为 17.6MPa）时，卸荷油腔的液压作用力增大到足以克服弹簧预紧力而迫使卸荷阀 5 左移，封闭泵体上的总进油口。于是泵缸柱塞上行时不能吸油，即油泵卸荷空转。与卸荷装置并联的安全阀 8 将系统压力控制在较高的规定值（本例中为 22.4MPa）以内。由于制动液的润滑性能较差，不得不将曲轴主轴颈和连杆轴颈的承压面积设计得较大。

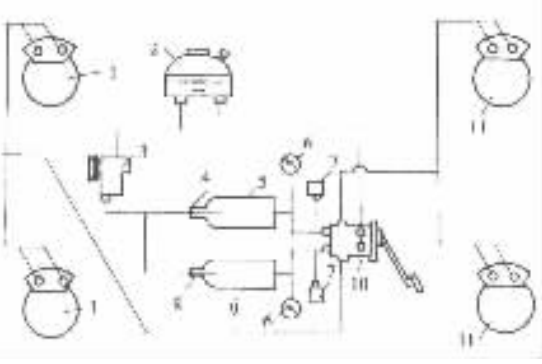


图 7－1－71　全液压动力制动回路示意图

1－前轮制动器（盘式）；2－贮液罐；3－油泵；4、8－单向阀；5－后轮制动储能器；6－脏力表；7－低压报警开关；9－前轮制功储能器；10－并列双腔液压制动阀；11－后轮制动器（盘式）

储能器一般是气囊式（图 7－1－73）。气囊 5 用耐油橡胶制成。气囊外有带许多通油孔的夹持环 4。气囊内腔中有固定在储能器壳体上的钢支承管 6。气囊外围为压力油腔，内腔 3 为充氮腔。图示储能器的气囊预充气压力应达到规定值（本例中为 6.4MPa）。压力油自油泵充入储能器时，气囊被压缩，囊内气压等于囊外液压。夹持环 4 可对充油的流量脉动起阻尼作用。当液压制动阀进油阀开启时，储能器中的压力油便经油道 9 和出油孔 8 通过制动阀充入轮缸（或制动钳油缸）。充气低压报警灯开关 10 是压差式的。当气囊内气压正常时，气囊与支承管不接触，气囊内外压力均衡，开关 10 处于断开状态。一旦囊内气压降低到一定值（约 3.2MPa），则当油压接近最高值时，气囊便被压缩到与支承管接触而不可能进一步压缩。此时囊外油压将高于囊内气压，压差式开关即接通而开亮报警灯，表示应立即补充氮气。

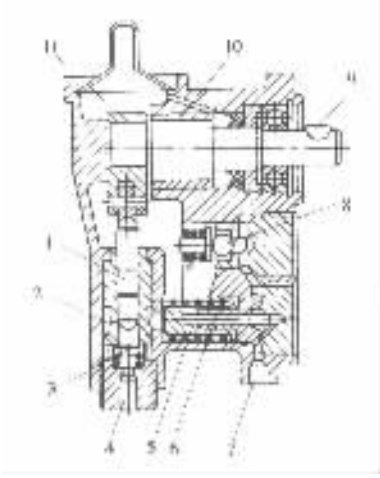


图 7－1－72 往复式单柱塞油泵

1－泵缸柱塞；2－进油孔；3－出油阀；4－出油口；5－卸荷阀；6－卸荷柱塞；7－卸荷控制压力输入口；8－安全阀；9－曲轴；10－滑动轴承；11－连杆

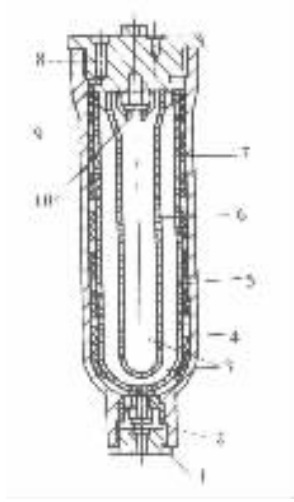


图 7－1－73 储能器

1－进油螺塞；2－单向阀；3－充氮腔；4－夹持环；5－气囊；6－钢支承管；7－储能器壳体；8－出油孔；9－油道；10－充气低压报警灯开关

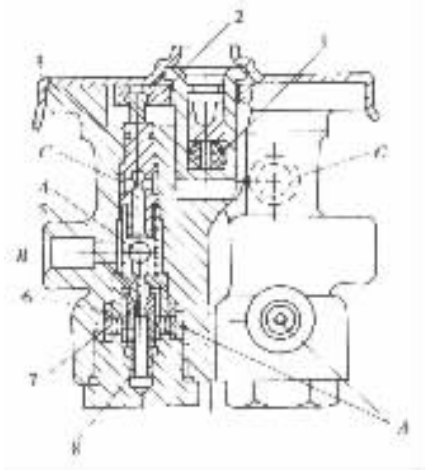


图 7－1－74 并列双腔液压制动阀

1－橡胶平衡弹簧；2－平衡杠杆；3－反作用活塞；4－回油阀门；5－进油阀门；6－橡胶垫；7－滤芯；8－平衡活塞

A－进油孔；B－出油孔；C－回油孔

图 7－1－74 表示一种并列双腔液压制动阀。其结构原理与一般并列双腔气压制动阀类似。进油孔 A 通储能器；出油孔 B 通制动轮缸；回油孔 C 通储液罐。进油阀门 5 和回油阀门 4 装在同一阀杆上成为阀门组件。反作用活塞 3 下部的空腔通回油孔 C，其下端锥面即为回油阀座。在图示的不制动状态下，进油阀关闭而回油阀开启，制动轮缸与低压回油管路相通。

制动时，加于制动踏板上的控制力经推杆和柱塞传到橡胶平衡弹簧 1，再经过平衡杠杆 2 平均分配给两个阀腔的反作用活塞 3，使之下移，先压闭回油阀，再推开进油阀。于是油压传入制动轮缸而施行制动。随着出油压力的升高。反作用活塞不断回升（平衡弹簧被进一步压

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

缩)，最后达到平衡位置，出油压力因而达到稳定。由于橡胶平衡弹簧的变刚度特性，出油压力与踏板力及踏板行程成非线性递增函数关系。

空套在阀杆下端的平衡活塞 8 也承受进油压力作用，因而可平衡进油阀门所受的油压作用力，使阀门组件的下移阻力减小。

第六节　制动力调节装置

一、概述

1. 前后轮同步滑移的条件

在本章第一节已经阐述过，制动器对车轮施加制动力矩 M_μ(图 7－1－1)时，通过车轮与路面间的附着作用，车轮即对路面施加一个向前的制动周缘力 F_μ，同时路面也对车轮作用一个向后的切向反力，即制动力 F_B。同汽车在正常行驶中路面作用于车轮的牵引力一样，制动力 F_B 也不可能超过车轮与路面间的附着力 F_φ，即

$$F_B \leqslant F_\varphi = G\varphi$$

式中：G——车轮对路面的垂直载荷；

φ——轮胎与路面间的附着系数。

车轮上的制动力 F_B 一旦达到了附着力 F_φ 的数值，车轮即完全停止旋转(车轮被“抱死”)，只是沿路面作纯滑移。这时即使进一步加大制动系促动管路压力，以进一步加大制动器的制动力矩(此时表现为静摩擦力矩)，制动力 F_B 也不会再随之增大。

在附着条件许可的情况下，希望制动力尽可能大，以期获得尽可能大的汽车减速度。但制动力大到等于附着力，以致车轮抱死滑移，也不一定能收到预期的最佳效果。

由试验得知，当车轮抱死滑移时，车轮与路面间的侧向(垂直于车轮平面方向上的)附着完全消失。这意味着路面对车轮的侧向反力为零。这样，如果只是前轮(轮向轮)制动到抱死滑移而后轮(制动时也已成为从动轮)还在滚动，此时，则汽车不可能在制动过程中转向。因为保证汽车转向的力只能是路面对偏转了一定角度的转向轮的侧向反力，所以转向轮一旦滑移而丧失侧向附着，转向即不可能进行。如果只是后轮制动到抱死滑移，而前轮还在滚动，则汽车在制动过程中，即使受到不大的侧向干扰力(例如侧向风力、路面凸起对车轮侧面的冲击力等)，也会绕其垂直轴线旋转(甩尾)，严重时甚至会转过 180°左右(掉头)。无论是前轮还是后轮单独滑移，都极易造成车祸，尤其是因后轮单独滑移而发生甩尾现象所造成的交通安全事故更多，其后果也更为严重。所以应当尽量避免制动时后轮先抱死滑移。

要使汽车能得到尽可能大的总制动力，又能保持制动时的行驶方向稳定性(既不丧失转向操纵性，又不甩尾)，就必须将制动系设计得能够将前、后车轮制动到同步滑移。前后轮同步滑移的条件是，前后轮制动力之比等于前后轮对路面的垂直载荷之比，见图 7－1－75，即

$$\frac{F_{B1}}{F_{B2}} = \frac{G_1\varphi}{G_2\varphi} = \frac{G_1}{G_2}$$

式中：F_{B1}——前轮制动力；

F_{B2}——后轮制动力；

G_1——前轮对路面的垂直载荷；

G_2——后轮对路面的垂直载荷。

汽车静止时，前后轮垂直载荷之比仅仅取决于汽车重心的纵向位置（L_1 和 L_2）。但在行驶制动过程中，作用于汽车重心上的向前的惯性力 F_j 对车轮与路面接触点的力矩力图使汽车俯倾，因而使前轮垂直载荷增大 ΔG_1 而后轮垂直载荷减小 ΔG_2，即前后轮垂直载荷之比变大。制动力愈大，则汽车的减速度和惯性力愈大，从而前后轮垂直载荷之比（亦即前后轮附着力之比）也愈大。如果前后轮制动力矩（或制动力）的比值可以随时调节到等于变化着的前后轮附着力之比，则在任何附着条件下，汽车都可能制动到前后轮同步濒临滑移。

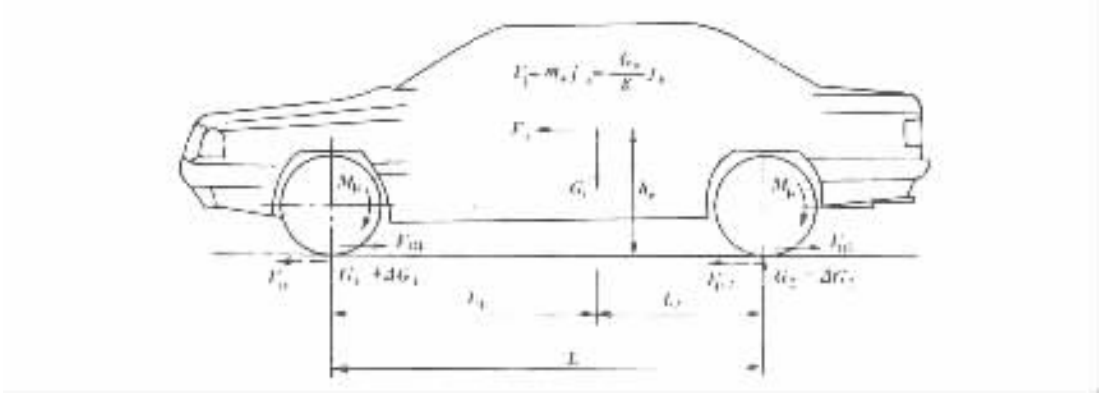


图 7－1－75 制动时作刚在汽车上的力

G_a－汽车总重力；Z_1、Z_2－汽车静止时前、后轮的地面反力；F_{B1}－前轮制动力；B_{B2}－后轮制动力；m－汽车总质量；F_1－作用在汽车重心上的惯性力（$F_j = mj$）；j－制动减速度；g－重力加速度；L_1－重心至前轮中心线距离；L_2－重心至后轮中心线距离；h_g－汽年重心高度

2. 理想的前后轮促动管路压力分配特性

在结构形式、几何尺寸和摩擦副的摩擦系数既定的情况下，制动器的制动力矩取决于促动管路压力（制动轮缸液压或制动气室气压）。任何一种车型都各有其理想的前后轮制动力（制动力矩）分配特性曲线，而且可以换算成理想的前后轮促动管路压力分配特性曲线。理想的前后轮促动管路压力分配特性曲线的一般形状如图 7－1－76 中的实曲线所示。由于汽车在满载与空载时的总质量不同，重心位置也不同，故相应的理想前后促动管路压力分配特性曲线也不同。

60 年代以前，大多数汽车的前后促动管路压力总是设计成相等的，如图 7－1－76 中的虚线所示，因而其前后轮制动力矩（或制动力）之比为定值。显然，这种设计是远远不能满足理想的制动要求的。目前，出于提高汽车制动安全性的考虑，许多国家有关汽车制动的法规都对汽车制动效能和制动时的方向稳定性提出了愈来愈严格的要求。对于在一般道路上行驶的汽车，应尽量避免在制动时后轮先抱死滑移，并在此前提下，尽可能充分地利用附着条件，产生尽可能大的制动力。这就促使现代汽车愈来愈多地采用各种制动力调节装置，使前后促动管路压力的实际分配特性曲线在不同程度上接近于相应的理想分配特性曲线。

目前制动力调节装置的类型很多，有限压阀、比例阀、感载阀和惯性阀等，它们一般都是串联在后促动管路中。但也有的是串联在前促动管路中。制动力调节的最佳装置是制动防抱死装置，它可使前后促动管路压力的实际分配特性曲线，更接近于相应的理想分配特性曲线。

二、限压阀与比例阀

（一）限压阀

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

限压阀串联于液压或气压制动回路的后促动管路中。其作用是当前、后促动管路压力 p_1 和 p_2 由零同步增长到一定值后，即自动将 p_2 限定在该值不变。液压限压阀的构造见图 7－1－77a)。自进油口输入的控制压力是前促动管路压力(亦即主缸压力) p_1，从出油 15 输出的是后促动管路压力 p_2。阀门 2 与活塞 3 连接成一体，装入阀体 6 后，弹簧 5 即受到一定的预紧力。在弹簧力作用下，阀门离开阀体上的阀座而抵靠着阀盖 1。阀门凸缘上开有若干个通油切口。当输入压力 p_1 较低时，阀门一直保持开启，因而 $p_2 = p_1$，即限压阀尚未起限压作用。在 p_2 与 p_1 同步增长到一定值 p_s 时，活塞上所受的液压作用力将弹簧压缩到使阀门关闭，后轮缸与主缸隔绝。此后 p_2 即保持定值 p_s，不再随 p_1 增长。

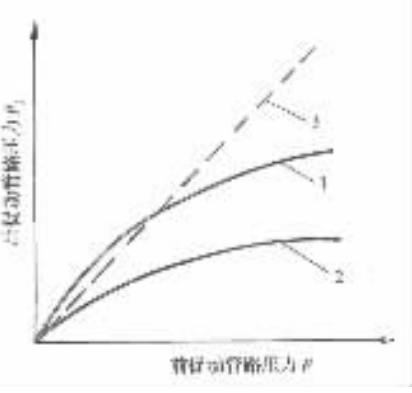
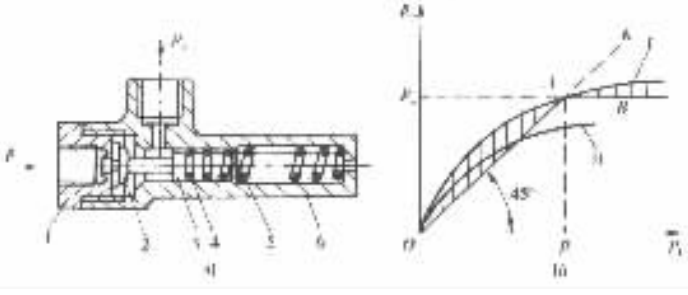


图 7－1－76　前后促动管路压力分配特性

1－满载时的理想特性；2－空载时的理想特性；3－无制动力调节装置时的的实际特性

限压阀的静特性曲线即图 7－1－77b)中的直线 AB。与不装任何制动力调节装置时的实际前后促动管路压力分配特性线 OK 相比，装用限压阀后的实际分配特性线 OAB 更为接近理想分配特性曲线。假定如图所示，折线 OAB 的折点 A 位于满载时的理想分配特性曲线Ⅰ上，则装用限压阀后，也只是在汽车满载情况下，且 $p_1 = p_2 = \mathrm{P}p_s$ 时，前后轮才有可能被制动到同步抱死。无论 $p_1 < p_s$ 或 $p_1 > p_s$，相应于同一 p_1 值的 p_2 实际值均低于 p_2 理想值。因此在 $p_1 \neq p_s$ 的情况下制动时，必然是前轮先抱死滑移，而这正符合现时的制动稳定性要求。



7－1－77　限压阀及其静特性

a)结构；b)特性曲线

1－阀盖；2－阀门；3－活塞；4－活塞密封圈；5－弹簧；6－阀体

Ⅰ－满载理想特性；Ⅱ－空载理想特性

限压阀用于重心高度与轴距的比值较大的轻型汽车更为适宜，因为这种汽车在制动时，其后轮垂直载荷向前轮转移得较多，其理想的促动压力分配特性曲线中段的斜率较小，与限压阀特性线 AB 相近。

(二)比例阀

重心高度与轴距的比值较小的中型以上汽车在制动时的前后轮间载荷转移较少，其理想促动管路压力分配特性曲线中段斜率较大。这种汽车如果装用限压阀，虽然可以满足制动时前轮先滑移的要求，但紧急制动时，后轮制动力将远小于后轮附着力，即附着力利用率太低，未

能满足制动力尽可能大的要求。要解决这一问题，可以采用比例阀。

比例阀（亦称 P 阀）也是串联于液压或气压制动回路的后促动管路中的。其作用是当前后促动管路压力 p_1 与 p_2 同步增长到一定值 p_s 后，即自动对 p_2 的增长加以节制，亦即使 p_2 的增量小于 p_1 的增量。

比例阀一般采用两端承压面积不等的差径活塞结构。图 7－1－78a）为其示意图。不工作时，差径活塞 2 在弹簧 3 的作用下处于上极限位置。此时阀门 1 保持开启，因而在输入控制压力 p_1 与输出压力 p_2 从零同步增长的初始阶段，总是 $p_1 = p_2$。但是压力 p_1 的作用面积为 $A_1 = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$，压力 p_2 的作用面积为 $A_2 = \frac{\pi}{4}D^2$，因而 $A_2 > A_1$，故活塞上方液压作用力大于活塞下方液压作用力。在 p_1、p_2 同步增长过程中，活塞上、下两端液压作用之差胜过弹簧 3 的预紧力时，活塞便开始下移。当 p_1 和 p_2 增长到一定值 p_s 时，活塞内腔中的阀座与阀门接触，进油腔与出油腔即被隔绝。此即比例阀的平衡状态。

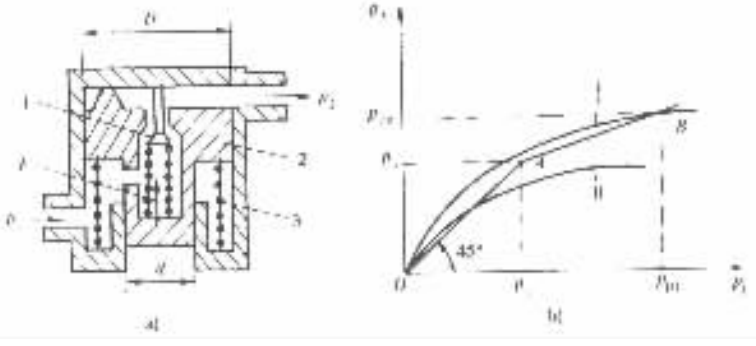


图 7－1－78 比例阀的结构原理及静特性

a）结构；b）特性曲线

1－阀门；2－活塞；3－弹簧

Ⅰ－满载理想特性；Ⅱ－空载理想特性

若进一步提高 p_1，则活塞将回升，阀门再度开启。油液继续流入出油腔，使 p_2 也升高。但由于 $A_2 > A_1$，p_2 尚未及增长到新的 p_1 值，活塞又下降到平衡位置。在任一平衡状态下，差径活塞的力的平衡方程为

$$p_2 A_2 = p_1 A_1 + F$$

即

$$p_2 = \frac{A_1}{A_2} p_1 + \frac{F}{A_2}$$

此外 F 为平衡状态下的弹簧力。

上列方程的曲线即是图 7－1－78b）所示的比例阀静特性曲线 AB（图中假定 A 点位于满载理想特性线的下方）。装用比例阀以后的实际促动管路压力分配特性线即为折线 OAB。比例阀静特性线 AB 的斜率为 $(A_1/A_2) < 1$，说明 p_2 的增量小于 p_1 的增量。

图 7－1－79a）所示为丰田－王冠轿车所用的液压比例阀。图 7－1－79b）及 7－1－79c）分别为其在不同状态下的局部放大图。

阶梯形的差径柱塞 6 上部的导向圆柱面与阀体 7 的孔作动配合。其下部则与油封 2 密合，借以使其下方空间（包括柱塞内腔）与进油腔隔绝。柱塞的凸缘 E 即是比例阀的阀门，其下端面是工作面。输入压力 p_1 与输出压力 p_2 均为零时，柱塞被弹簧 4 推到上极限位置，将橡

机械分享网 www.bzfxw.com 免费下载

胶阀座 5 压靠在进油腔顶端的阀体台肩上(图 7－1－79b)。橡胶阀座的上下两端面上各有若干个周向分布的凸台,分别与阀体和柱塞接触。因此,只要差径柱塞上的阀门 F 离开阀座 5,进油腔与出油腔即互相连通。

由图可知,输入压力 p_1 对柱塞 6 的作用面积 $A_1=\frac{\pi}{4}((D_2^2-D_4^2)$ 输出压力 p_2 对柱塞的作用面积 $A_2=\frac{\pi}{4}(D_1^2-D_3^2)$。因 $D_1>D_2$,$D_4>D_3$,故 $A_2>A_1$。阀门上端液压作用力 $F_{p2}=p_2A_2$;阀门下端液压作用力 $F_{p1}=p_1A_1$,故 $F_{p2}>F_{p1}$。在图 7－1－79c)所示的平衡状态下求出的比例阀静特性方程与根据图 7－1－78a)求出的相同。

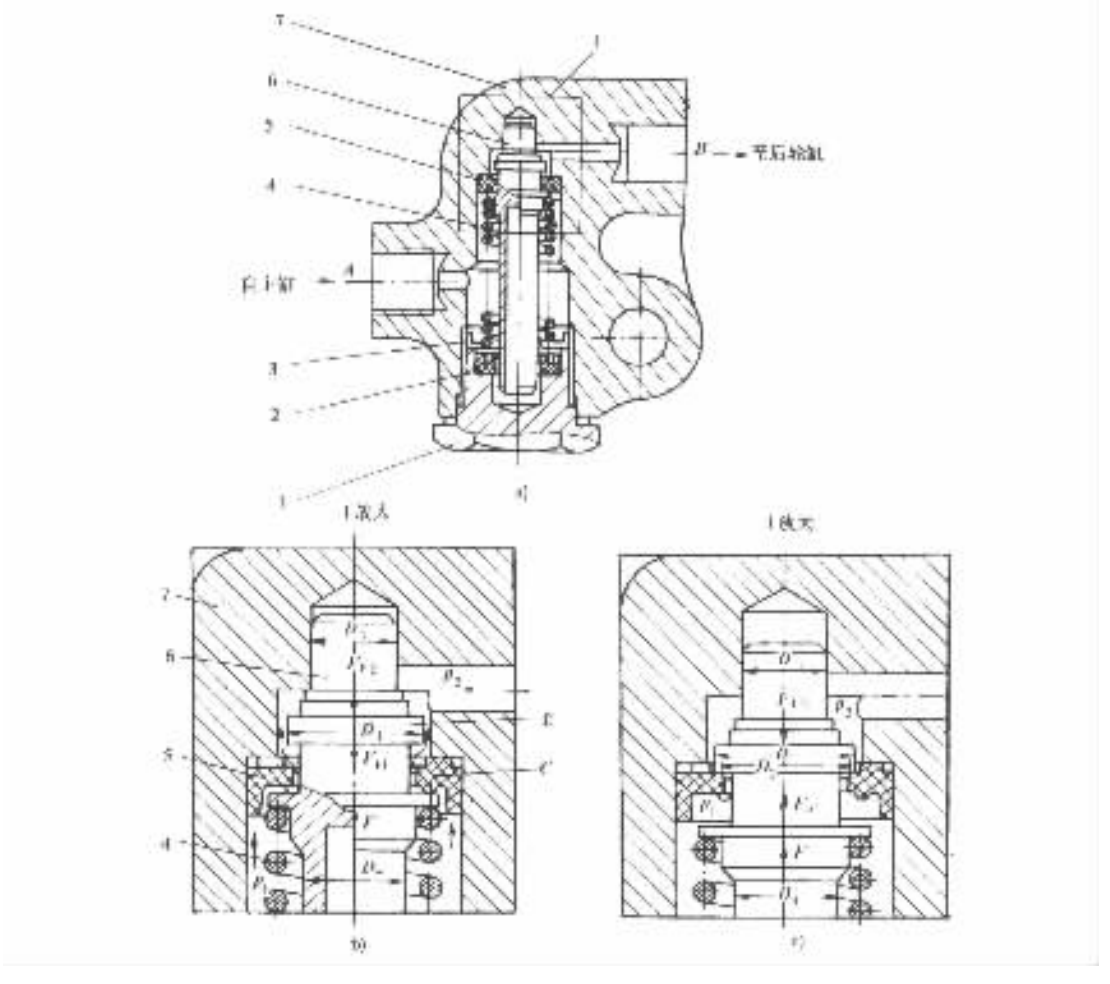


图 7－1－79　丰田－王冠轿车比例阀

1－测整螺塞;2－油封;3－弹簧座;4－弹簧;5－阀座;6－带阀门的差径柱塞;7－阀体

图 7－1－80 所示为夏利 TJ7101 和 TJ7101U 型轿车的比例阀,其结构和工作原理与丰田－王冠轿车的比例阀基本相同。该车比例阀的特性参数:斜率 $\tan\theta=0.25$;油压拐点,两厢车为 2.5MPa,三厢车为 3.0MPa。

图 7－1－81 所示为富康轿车的带有比例阀的后制动轮缸图。比例阀活塞 4 装在轮缸活塞 6 内,推杆柱塞 2 与轮缸活塞 6 固装在一起。在不制动时,平衡弹簧 5 将比例阀活塞 4 压在

柱塞 2 上，柱塞将球阀顶起，即球阀被打开。此时，制动液由进油口经轮缸活塞 6 上的油道和打开的球阀进入轮缸的两活塞 1 和 6 之间。当制动时，随着促动管路压力的升高，作用在比例阀活塞 4 左端面 S_3 上的压力 F_3 上升。当凡大于比例阀活塞 4 右端环状面 S_1 上的压力 F_1 与弹簧 5 作用在活塞 4 端面 S_2 上的力 F_2 之和时，比例阀活塞 4 向右移动，球阀被关闭，切断制动液进入轮缸两活塞之间的油路，压力凡保持不变。而后促动管路压力继续上升，作用在环状面 S_1 上的力 F_1 也继续升高。因此，当 $F_3 < F_1 + F_2$ 时，比例阀活塞左移，球阀 3 再次被打开，

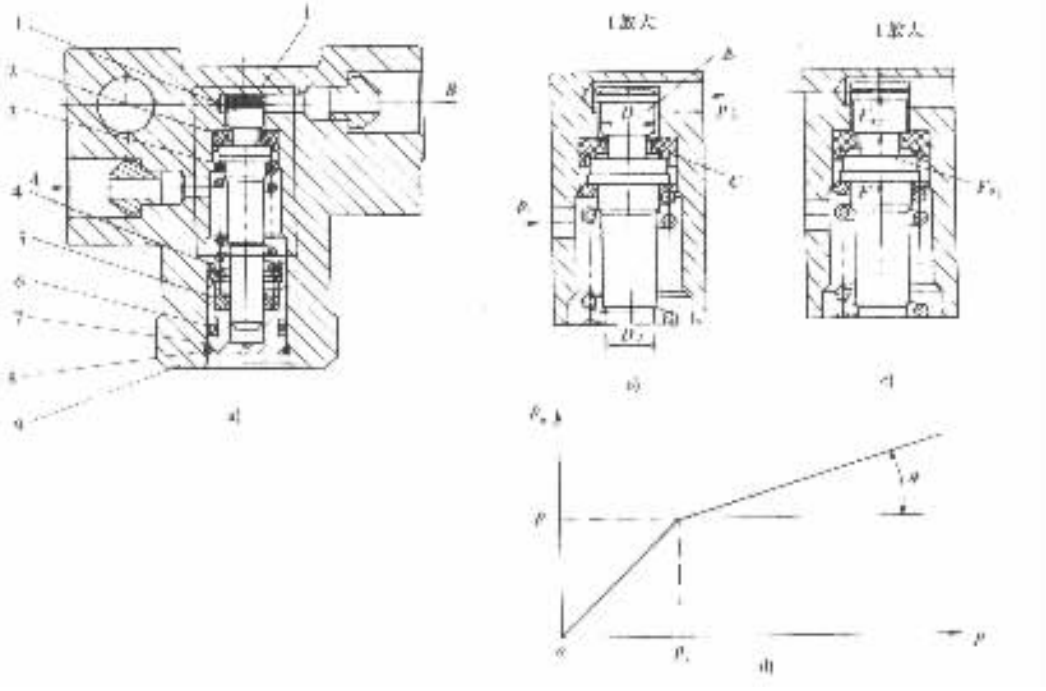


图 7－1－80 夏利 TJ7101 型轿车的比例阀

1－柱塞；2－橡胶阀座；3－弹簧；4－弹簧座；5－油封；6－O 形密封圈；7－油封座；8－挡圈；9－阀体

A－进油口（自主缸）；B－出油口（至后轮缸）；C－通道；E－柱塞上端凸缘

作用在活塞 6 上的压力 F_3 继续增大。当再次满足 $F_3 > F_1 + F_2$ 时，比例阀活塞 4 再次右移，球阀又关闭。这样，随着球阀不断地打开和关闭，后制动轮缸的压力是逐渐增高的，但与前制动轮缸相比，压力增加较缓慢。于是，使之满足了上述比例阀的静特性曲线。

由于汽车的满载与空载下的理想促动管路压力分配特性曲线的不一致，使得限压阀和比例阀的特性不可能设计得同时符合满载和空载时的要求。在汽车经常满载行驶的情况下，可使限压阀或比例阀的静特性线上的调节作用起始点 A 位于满载理想特性曲线上（如图 7－1－77h）或上下附近。若汽车实际装载质量变化较大，则可将点 A 设计得位于满载和空载理想特性曲线之间（如图 7－1－78b）。但这种折衷兼顾的办法，在满载和空载二理想特性曲线相去较远的情况下，难以收到良好效果。

三、感载阀

有的汽车（特别是中、重型货车）在实际装载质量不同时，其总重力和重心位置变化较大，因而满载和空载下的理想促动管路压力分配特性曲线差距也较大。在此情况下，采用一般的

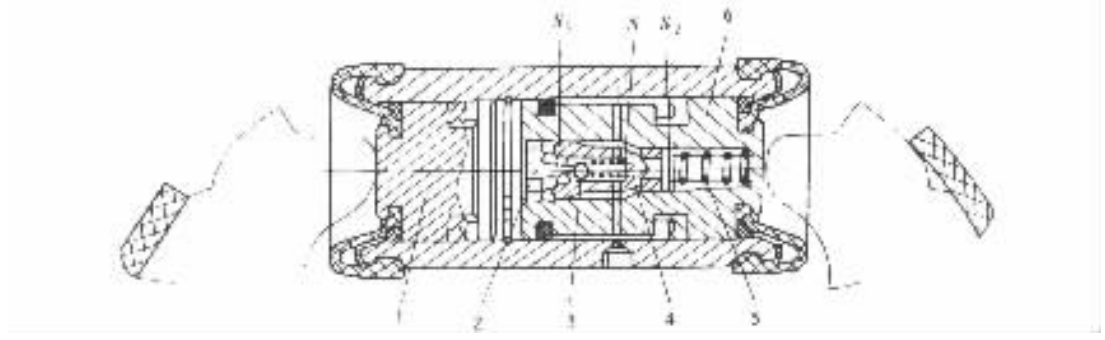


图 7－1－81　富康轿车后制动轮缸与比例阀的结构图

1－轮缸活塞；2－推杆柱塞；3－球阀；4－比例阀活塞；5－平衡弹簧；6－带比例阀的轮缸活塞

特性线不变的制动力调节装置已不能保证汽车制动性能符合法规要求；故有必要采用其特性能随汽车实际装载质量而改变的感载阀。

液压系统用的感载阀有感载限压阀和感载比例阀两类，其静特性如图 7－1－82 所示。设汽车满载时，感载阀特性线为 A_1B_1，而在空载时，感载阀的调节作用起始点自动改变为 A_2，使特性线变成 A_2B_2。但二特性线的斜率还是相等的。这种变化应当是渐进的，即在实际装载量为任何值时，都有一根与之相应的特性线。在限压阀或比例阀的结构及其他参数一定的情况下，调节作用起始点的控制压力 p_s 值取决于限压阀或比例阀的活塞弹簧的预紧力。因此，只要使弹簧预紧力随汽车实际装载量而变化，便能实现感载调节。

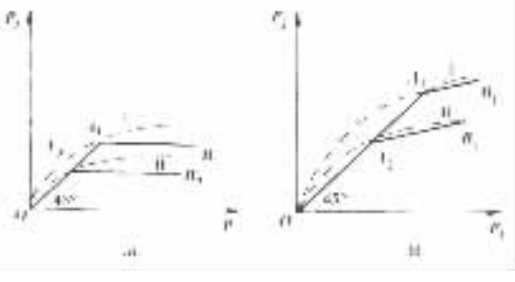


图 7－1－82　液压感载阀静特性

a)感载限压阀；b)感载比例阀

Ⅰ－满载理想特性；Ⅱ－空载理想特性

1. 感载比例阀

图 7－1－83 所示为一种轿车的液压感载比例阀及其感载控制机构。阀本身的结构与上述的比例阀大同小异。阀体 3 安装在车身上，在活塞 4 右部的空腔内装有阀门 2。不制动时，活塞在感载拉力弹簧 6 通过杠杆 5 施加的推力 F 的作用下处于右极限位置。阀门 2 因其杆部顶触螺塞 1 而开启。

制动时，来自主缸压力为 p_1 的制动液由进油口 A 进入，并通过阀门从出油口 B 输出至后促动管路。此时输出压力 $p_2 = p_1$。因活塞右端承压面积大于左端承压面积，故 p_1 和 p_2 对活塞的作用力不等。于是活塞不断左移，最后使其上的阀座与阀门接触而达到平衡状态，此后，p_2 的增量将小于 p_1 的增量。

红旗 CA7220 型和奥迪 100 型轿车在后促动管路中也安装着与上述结构和工作原理相同的液压感载比例阀，见图 7－1－84。

感载比例阀串联在后促动管路中，在阀体内并列装配两个感载阀柱塞总成，两柱塞总成共用一根杠杆和一个感载弹簧。阀体 13 安装在车身上，柱塞 6 在螺塞 10 的孔内可以轴向移动。柱塞右端带有阀门 16。柱塞的左端顶靠在杠杆 8 上。不制动时，柱塞在感载拉力弹簧 2 对杠杆 8 施加的推力作用下处于右极限位置，阀门 16 离开阀座 12 而开启。

制动时，来自主缸油压为 p_1 的压力油从进油口 A 进入，并通过阀门 16 从出油口 8 输出至后促动管路。此时输出油压 $p_2 = p_1$。继续增大踏板力时，因油压继续升高，作用在柱塞右端

的油压与碟形弹簧 18 的伸张力之和克服感载弹簧施于杠杆 8 上的推力，推动柱塞右移，使阀门开度逐渐减小。最后阀门与阀座接触而达到平衡状态。此后，p_2 的增量将小于 p_1 的增量。其静特性曲线参看图 7－1－82b)。

因此，感载比例阀的特点是，作用在柱塞上的轴向力是可变的。因感载弹簧的一端与阀体上的杠杆相连，另一端钩在后轴上。当汽车装载量增加时，后悬架载荷也增加，因而车身向后轴移近，使感载弹簧拉力减小，则杠杆作用在柱塞上的推力也减小。柱塞在碟形弹簧伸张力和油压作用下左移，使阀门开度减小或保持关闭状态。反之，汽车载荷减小，感载弹簧拉力增加，使柱塞右移，阀门开启。这样，调节作用起始点控制压力值 p_s 就随汽车实际装载量而变化。

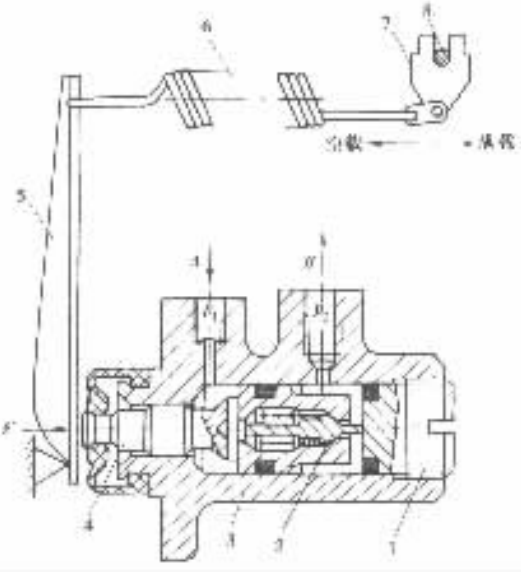


图 7－1－83 液压感载比例阀及其感载控制机构

1－螺塞；2－阀门；3－阀体；4－活塞；5－杠杆；6－感载拉力弹簧；7－摇臂；8－后悬架横向稳定杆

2. 感载限压阀

图 7－1－85 所示为一种液压感载限压阀。由图可见，弹簧力 F 与弹簧压缩量有关，从而与

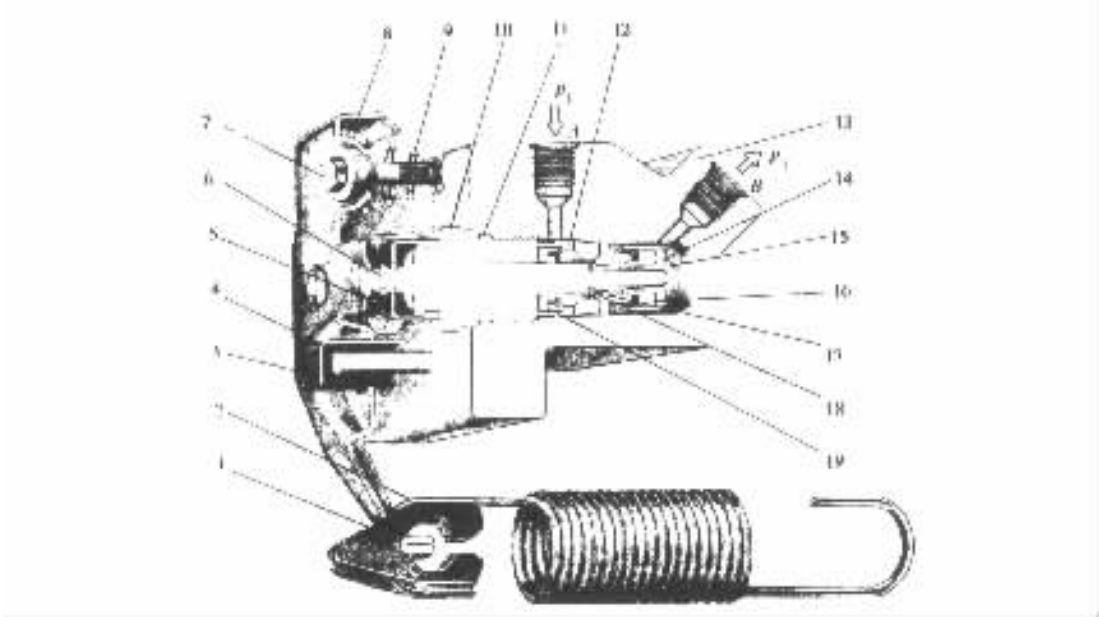


图 7－1－84 红旗 CA7220 型和奥迪 100 型轿车的液压感载比例阀

1－护套；2－感载弹簧；3－支承垫；4－导向销；5－防尘帽；6－柱塞；7－球头螺栓；8－杠杆；9－锥形弹簧；10－螺塞；11－O 形密封圈；12－阀座；13－阀体；14－阀套；15、17－垫片；16－阀门；18－碟形弹簧；19－密封皮圈

推杆行程有关，并可由感载控制机构控制。

通过感载控制机构向感载阀输入的控制信号，一般是有关悬架的变形量。然而影响悬架变形量的因素，除了汽车总重力分配到该悬架上的载荷(包括制动时的载荷转移)以外，还有汽

车行驶时不平路面对车轮和悬架的瞬时冲击载荷。感载控制机构中设置能容量较大的弹簧的目的就在于吸收这种冲击载荷，以排除其对感载阀工作的干扰。液压感载阀中油液本身的阻尼也有助于消除这一干扰。

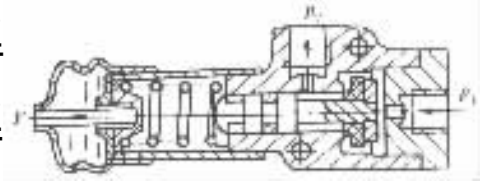


图 7－1－85　感载限压阀

四、惯性阀

惯性阀（亦称 G 阀）是一种用于液压系统的制动力自动调节装置。其特性曲线形状与感载阀的相似，但其调节作用起始点的控制压力值 p_s 取决于汽车制动时作用在汽车重心上的惯性力，即 p_s 不仅与汽车总质量（或实际装载质量）有关，并且与汽车制动减速度有关。

惯性阀也有惯性限压阀与惯性比例阀两类。

1. 惯性限压阀

惯性限压阀的构造如图 7－1－86 所示。阀内有一个惯性球 2。惯性球的支承面相对于水平面的倾角 θ 必须大于零，惯性阀方可起作用。汽车在水平路面上时，θ 应为 10°～13°。

只要 $\theta>0$，平时惯性球即在其本身重力作用下处于下极限位置，并将阀门 4 推到与阀盖 5 接触，使得阀门与阀座 3 之间保持一定间隙。此时进油口 A 与出油口 B 连通。

在水平路面上施行制动时，来自主缸方面的压力油即由进油口 A 输入惯性阀，再从出油口 B 进入后促动管路。输出压力 p_2 即等于输入控制压力 p_1。当路面对车轮的制动力使汽车产生减速度时，作为汽车零件的惯性球也具有相同的减速度。在控制压力 p_1 较低，减速度较小，惯性球向前的惯性力沿支承面的分力不足以平衡球的重力沿支承面的分力时，阀门便仍然保持开启，p_2 也依然等于 p_1。当 p_1 增高到一定值 p_s，使制动力和减速度增大到足以实现上述二力平衡时，阀门弹簧便通过阀门将球推向前上方，使阀门得以压靠阀座，切断液流通路。此后 p_1 继续增高，前轮制动力从而汽车总制动力继续增高时，球的惯性力使球滚到前上极限位置不动。阀门对阀座的压紧力也因 p_1 的增高而加大，故 p_2 就此保持 p_s 值不变。

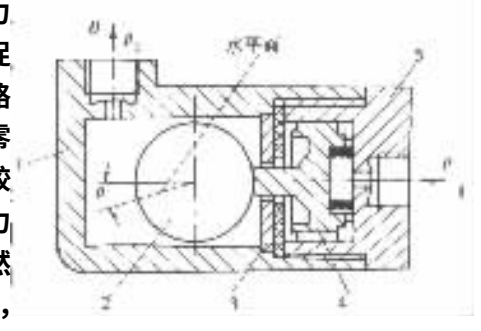


图 7－1－86　惯性限压阀

1－阀体；2－惯性球；3－阀座；4－阀门；5－阀盖

汽车在上坡路面上制动时，由于支承面仰角 θ 增大，惯性球重力沿支承面的分力也增大，使得惯性阀开始起作用所需的控制压力值 p_2 也更高。这正与汽车上坡时后轮附着力加大相适应。相反，在下坡路面上制动时，后轮附着力减小，惯性阀所限定的 p_2 也正好相应地减低。

2. 惯性比例阀

惯性比例阀的结构实例见图 7－1－87。阀座 8 位于惯性球 7 的前方，惯性球即兼充阀门。阀体上部有两个同心但直径不等的油腔 E 和 G。与出油口 B 连通而具有较大直径 d 的 E 腔中的第一活塞 2，同通过油道 H 与进油口 A 连通且具有较小直径 d 的 G 腔中的第二活塞 4 组成差径活塞组。在输入压力 p_1 和输出压力 p_2 同步增长的初始阶段，惯性球保持在后极限位置不动，进油口 A 与出油道 C、D 相通，因而 $p_2=p_1$。此时差径活塞组两端的液压作用力不

等，其差值由弹簧 3 承受。当该力超过弹簧预紧力时，差径活塞组便进一步压缩弹簧 3 而右移。到 p_1、p_2 同步增长到同一定值 p_s，惯性球沿倾斜角为 θ 的支承面向上滚到压靠阀座 8 时，油腔 E 和 G 便互相隔绝，差径活塞组停止右移。此后，继续增长的输入压力 p_1 对第二活塞 4 的作用力 $\frac{\pi}{4}d'^2p_1$ 与弹簧力 F 之和作用于第一活塞 2 上，使 E 腔压力 p_2 也随之增长。此时 p_1 与 p_2 的变化关系为

$$p_2=\left(\frac{d'}{d}\right)^2p_1+\frac{4F}{\pi d^2}$$

由上式可知，在惯性比例阀起作用之后，输出压力 p_2 的增量与输入压力 p_1 的增量之比值等于 $(d'/d)^2<1$。

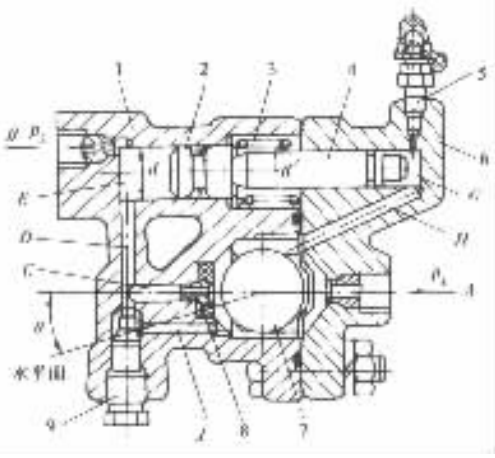


图 7－1－87 惯件比例阀

1－前脚体；2－第一活塞；3－弹簧；4－第二活塞；5－放气阀；6－阀体；7－惯性球；8－阀座；9－旁通锥阀 A－进油口；B－出油口；C、D、H、J－油道；E、G－油腔

汽车实际装载量不同，其总质量也不同。在总制动力相同的情况下，满载汽车的减速度比空车的小。而同一惯性阀的倾角 θ 是一定的，则开始起作用的减速度值也一定（指水平位置）。因此，汽车满载时，相应于调节作用起始点的控制压力值 p_s 比空载时的高。也就是说调节作用起始点的控制压力随载荷而变化，载荷越大，调节作用起始点的控制压力越高。即调节作用起始点的控制压力与汽车总重成正比。因而惯性阀实质上也是一种感载式的限压阀或比例阀。其特点只在于惯性阀是通过汽车减速度而不是通过后悬架挠度来感载的。故其结构简单。

在某些情况下不需要惯性比例阀起作用时，可将旁通锥阀 9 旋出，使旁通油道 H 与出油道 D 连通。于是阀门被短路，差径活塞组也失效。

五、制动防抱死装置

前已述及，当车轮抱死滑移时，车轮与路面间的侧向附着力将完全消失。如果是前轮（转向轮）制动到抱死滑移而后轮还在滚动，汽车将失去转向能力（跑偏）。如果是后轮制动到抱死滑移而前轮还在滚动，即使受到不大的侧向干扰力，汽车将产生侧滑（甩尾）现象。这些都极易造成严重交通事故。因此，汽车在制动时不希望车轮制动到抱死滑移，而是希望车轮制动到边滚边滑的滑动状态。因为由试验得知，汽车车轮的滑动率 S 在 15% ~ 20% 时，轮胎与路面间有最大的纵向附着系数 φ_z，而侧向附着系数 φ_c 也较大，见图 7－1－88。所以为了充分发挥轮胎与路面间的这种潜在附着能力，目前在某些中、高级轿车、大客车和重型货车上装备了防抱死制动系统（Anti1ock Braking System），简称 ABS。

国产轿车捷达、桑塔纳和红旗 CA7220 型等都可根据用户需要选装制动防抱死装置（ABS）。下面以红旗 CA7220 型轿车的制动防抱死装置为例说明其组成和工作原理。

（一）制动防抱死装置（ABS）的组成

该轿车的制动防抱死装置同其他制动防抱死装置一样，也是由轮速传感器 j 电子控制器和液压调节器三部分组成。其组成和布置如图 7－1－89 所示。

1. 轮速传感器

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

轮速传感器的组成和工作原理，如图 7－1－90 所示。它是由永久磁铁、磁极、线圈和齿圈组成。齿圈 5 在磁场中旋转时，齿圈齿顶和电极之间的间隙就以一定的速度变化，则使磁路中的磁阻发生变化。其结果是使磁通量周期地增减，在线圈 1 的两端产生正比于磁通量增减速度的感应电压，并将该交流电压信号输送给电子控制器。

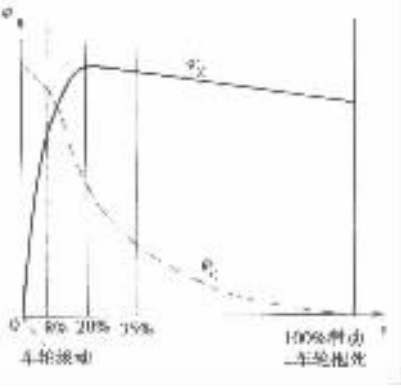


图 7－1－88　φ—S 曲线

φ_z－路面纵向附着系数；φ_c－路面侧向附着系数

2. 电子控制器（ECU）

电子控制器（ECU）具有运算功能，接收轮速传感器的交流电压信号，计算出车轮速度，并与参考车速进行比较，得出滑移率 S 及加减速度，并将这些信号加以分析，对液压调节器发出控制指令。此外，电子控制器对其他部件还具有监控功能。当这些部件发生异常时，由指示灯或蜂鸣器发出警报信号。

3. 液压调节器

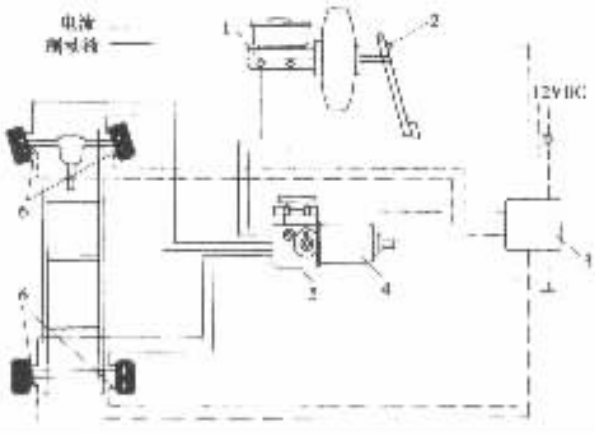


图 7－1－89　制动防抱化装置的组成及布置

1－制动主缸；2－制动灯开关；3－电子控制器（ECU）；4－电机；5－液压调节器；6－轮速传感器

液压调节器安装在制动主缸和制动轮缸之间，它由电磁阀和液压泵组成，并与电子控制器合为一体，如图 7－1－91 所示。

液压调节器接收电子控制器的指令，由电磁阀、液压泵和驱动电动机直接或间接地控制制动轮缸油压的增减。

（二）制动防抱死装置（ABS）的工作原理红旗 CA7220 型轿车的制动防抱死装置为四个轮速传感器四通道式布置形式（参看图 7－1－89）。四个轮速传感器分别将各车轮的信号传给电子控制器，经电子控制器运算得出各车轮的滑移率，并根据滑移率控制各轮缸油压。当滑移率在 8%～35%时，车辆的纵向附着力和侧向附着力都较高（参看图 7－1－88）。将这一附着区域内的汽车制动的有关参数被预先输入到制动防抱死装置（ABS）的控制系统。电子控制器（ECU）可随机地根据实际制动工况进行判断，给执行机构发出动作指令，使车轮的滑移率控制在这一最佳工作区范围内，即各车轮制动到不抱死的极限状态。因此，汽车制动时，既不“跑偏”又不“甩尾”。

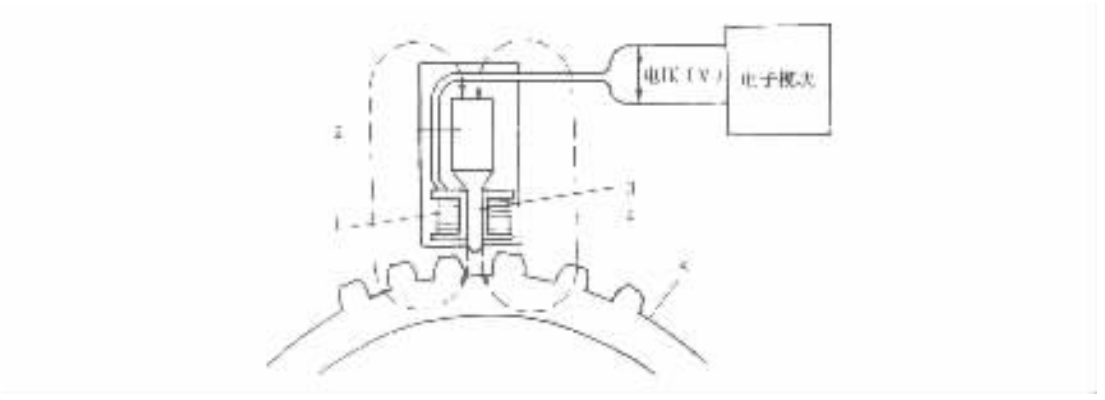


图 7－1－90 轮速传感器的组成及工作原理

1－线圈；2－磁铁；3－磁极；4－磁通；5－齿圈

制动防抱死装置(ABS)控制轮缸油压的几个工作过程如下：

1)常规制动过程(图 7－1－92)

ABS 未进入工作状态，电磁阀不通电，柱塞处于图示的最下方，主缸与轮缸的油路相通，主缸可随时控制制动油压的增减。

2)轮缸减压过程(图 7－1－93)

轮速传感器检测到车轮有抱死信号，感应交流电压增大，电磁阀通入较大电流。柱塞移至图示的最上方，主缸与轮缸的通路被截断。

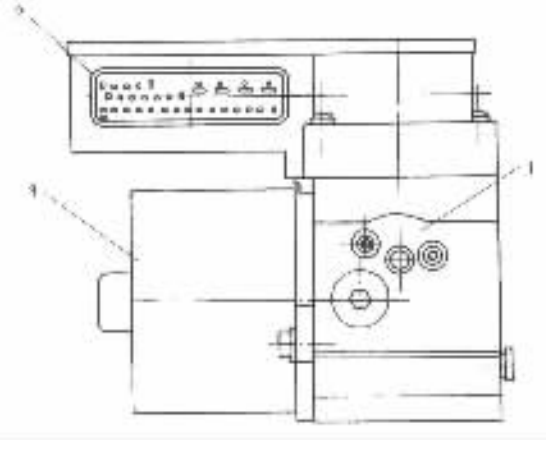


图 7－1－91 电子控制器和液压调节器

1－液压调节器；2－电子控制器(ECU)；3－电动机

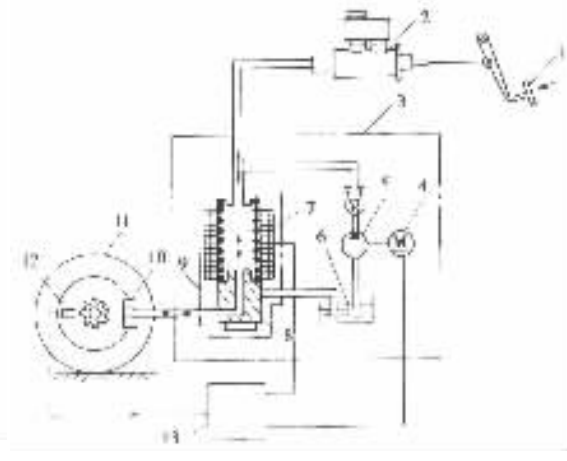


图 7－1－92 常规制动过程(ABS 不工作)

1－踏板；2－主缸；3－液压部件；4－电动机；5－液压泵；6－储液器；7－线圈；8－柱塞；9－电磁阀；10－轮缸；11－车轮；12－轮速传感器；13－电子控制器(ECU)

轮缸和储液器接通，轮缸压力下降。与此同时，驱动电动机启动，带动液压泵工作，把流回储液器的制动液加压后送入主缸。为下一制动过程做好准备。

3)轮缸保压过程(图 7－1－94)

轮缸减压过程中，轮速传感器产生的电压信号较弱，电磁阀通入较小电流，柱塞降至图 7－1－94 所示位置。所有油路被截断。保持轮缸压力。

PDF 分享 https://www.docsharing.net 免费下载

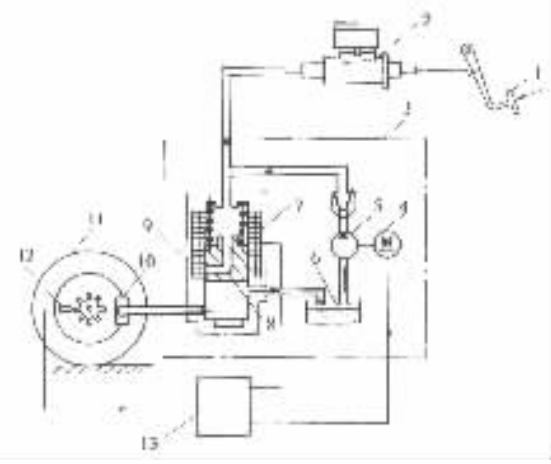


图 7－1－93　轮缸减压过程(ABS 工作)
(图注同图 7－1－92)

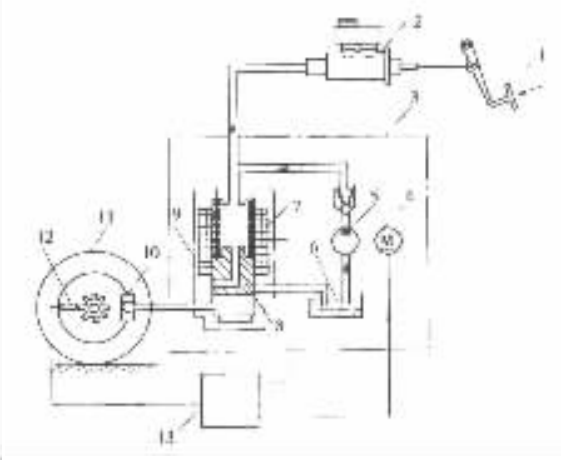


图 7－1－94　轮缸保压过程(ABS 工作)
(图注同图 7－1－92)

4)轮缸增压过程(图 7－1－95)

保压过程中,车轮转速趋于零,感应交流电压亦趋于零,电磁阀断电,柱塞下降到初始位置,主缸与轮缸油路再次相通,主缸的高压制动液重新进入轮缸,使轮缸油压回升。车轮又趋于接近抱死状态。

上述几个过程的压力调节是脉冲式的,其频率约为 4～10/s。

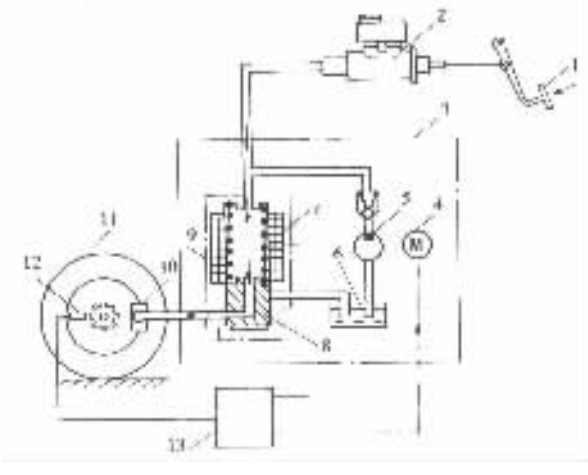


图 7－1－95　轮缸增压过程(ABS 工作)
(图注同图 7－1－92)

第七节　辅助制动系

一、概　述

主要行驶于矿山或山区公路上的汽车经常要下长坡。为不使汽车在本身重力作用下不断

加速到危险程度，应当对汽车进行持续制动，将由势能转化成的那一部分动能再转化成热能而散逸，从而使汽车速度稳定在某个安全值。此外，经常在行车密度很高，交通情况复杂的城市街道上行驶的汽车（如市内公共汽车），为避免交通事故，需要进行频繁的不同强度的制动。在这些情况下，单靠行车制动系是难以完成这样的制动任务的，因为制动器长时间频繁地工作将使得其温度大大增高，以致制动效能衰退甚至完全丧失，故在这种行驶条件下运行的汽车，往往有必要增设辅助制动系。辅助制动系的作用即是在不使用或少使用行车制动系的条件下，使车辆速度降低或保持稳定，但不能将车辆紧急制停，这种作用称为缓速作用。辅助制动系中用以产生制动力矩对车辆起缓速作用的部件称为缓速器。缓速器也属于制动器范畴。

产生缓速作用的方法有以下几种：

(1)发动机缓速　对行驶中的汽车的发动机停止供给燃料，并将变速器挂入某一前进档，使汽车得以通过驱动轮和传动系带动发动机曲轴继续旋转。这样，本来是汽车动力源的发动机就变成消费汽车动能从而对汽车起缓速作用的空气压缩机。在这种情况下，汽车对发动机输入的动能大部分耗损在机内的进气、压缩、排气过程中，小部分消耗于对水泵、油泵、空压机、发电机等附件的驱动。发动机及上述各附件阻碍曲轴旋转的力矩即是制动力矩，将通过传动系放大后传给驱动轮。

为了强化发动机缓速作用，可以采取阻塞进气或排气通道，或改变进、排气门启闭时刻等措施，以增加发动机内的进气、排气、压缩等方面的功率损失。其中应用最广的措施是在发动机排气管中设置可以阻塞排气通道的排气节流阀。这种发动机缓速法可称为排气缓速。

(2)牵引电动机缓速　对于采用电传动系的汽车，可以对电动驱动轮中的牵引电动机停止供电，使之受驱动轮驱动而成为发电机，将汽车的部分动能转变成电能，再使之通过电阻转变为热能而耗散。这时电动机对驱动轮的阻力矩即是制动力矩。

(3)液力缓速　液力缓速是利用专设的液力缓速器来产生缓速作用。液力缓速器中有固定叶轮和旋转叶轮，后者一般由变速器驱动。固定叶轮通过流动的液体加于旋转叶轮的阻力矩即为制动力矩，将通过变速器和驱动桥放大后传到驱动轮。由旋转叶轮输入的汽车动能即通过液力缓速器内的液力阻尼作用转变成热能。

(4)电磁缓速　电磁缓速是利用专设的电磁缓速器来产生缓速作用。盅磁缓速器的主要元件是由驱动轮通过传动系带动的盘状的金属转子和由若干个固定不动的电磁铁组成的定子。二者端面之间留有不大的(0.5～1.5mm)间隙。当有电流通过定子的励磁线圈时，便产生磁场，对在此磁场中旋转的转子造成阻力矩，即制动力矩。在磁场作用下，在转子中产生的涡电流可将转子及整个汽车的部分动能转换成热能。

(5)空气动力缓速　空气动力缓速是采用使车身的某些活动表面钣件伸展，以加大作用于汽车的空气阻力的办法来起缓速作用。这种方法目前只用于竞赛汽车。

下面将主要介绍排气缓速式和液力缓速式辅助制动系。

二、排气缓速式辅助制动系

排气缓速主要用于柴油车。原因是柴油机压缩比较汽油机压缩比大，作为空压机，其缓速效果优于汽油机，而且，很容易做到在施行排气缓速时先切断燃油供给。对汽油机则需要通过较复杂的装置方能做到这一点。

图 7－1－96 所示为黄河 JN1181C13 型汽车的排气缓速式辅助制动系。其排气节流阀操纵机构是气压式的。图为不施行排气缓速时的状态。排气缓速操纵阀 3 的出气口与进气口隔

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

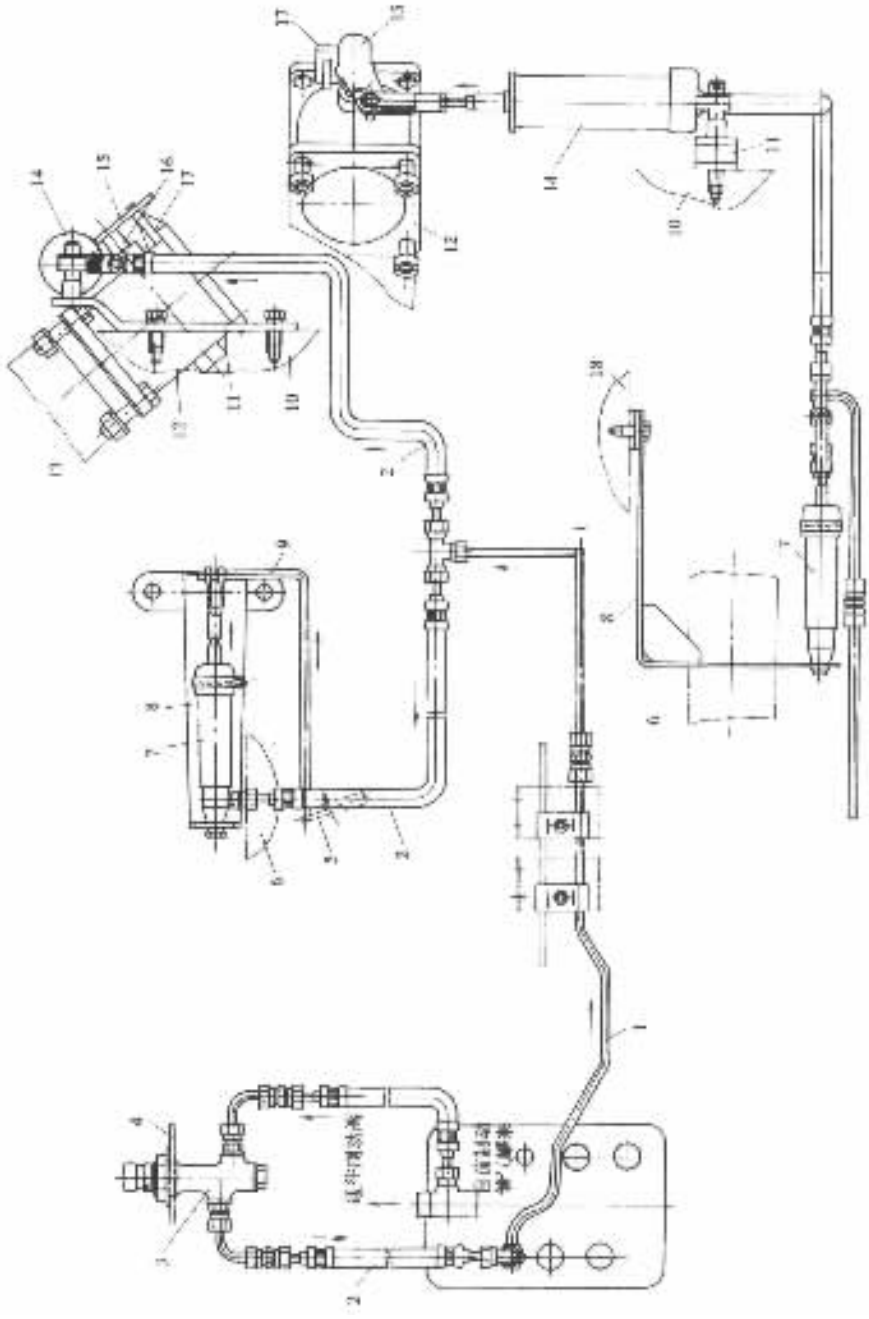


图 7－1－96　黄河 JN1181C13 型汽车排气缓速式辅助制动系示意图

1－钢管；2－软管；3－排气缓冲操纵阀；4－驾驶室底板；5－摇臂；6－喷油泵壳体；7－断油操纵气缸；8、11－支架；9－推杆；10－发动机机体(后端)；12－排气节流阀壳体；13－发动机排气管；14－排气缓速操纵气缸；15－排气节流操纵臂；16－排气节流阀；17－限位块；18－发动机机体(右侧)

绝而与大气相通。排气节流阀门处于限位块 7 限定的全开位置。需要施行排气缓速时，可使操纵阀 3 转入工作位置。于是来自前制动储气筒的压缩空气便经操纵阀充入排气缓速操纵气缸 14，推动排气节流阀的操纵臂 15 将阀门 16 旋到关闭位置。同时，压缩空气还充入断油操纵

气缸 7,推动推杆 9 和摇臂 5,将喷油泵供油量调节拉杆推到停止供油位置,使发动机熄火。

黄河 JN1181C13 型汽车的足踏开关式的排气缓速操纵阀见图 7－1－97。阀体 4 用螺母 9 固定在驾驶室底板上。不工作时,推杆 5 被弹簧 7 拉到为圆锥销 8 所限定的上极限位置。此时,双球面橡胶阀门 3 被弹簧 2 压靠在阀体的进气阀座上,而推杆 5 下部芯管底端的排气阀座则离开阀门。

踩下推杆到排气阀关闭而进气阀开启时,出气口 *B* 即与进气口 *A* 接通,而与排气口 *C* 隔绝。压缩空气乃充入排气缓速操纵气缸。放开操纵阀推杆,排气缓速即解除。

有不少日本重型汽车采用了电控气压操纵的排气缓速式辅助制动系,其中一例见图 7－1－98。电磁阀 6 是一个电控制的气开关。平时其中的提升式阀门被弹簧推到下极限位置,压靠进气阀座而离开排气阀座,使得排气缓速操纵气室 7 与大气相通而与储气罐 5 隔绝。当有电流通过其中的励磁线圈而产生磁场后,相当于衔铁的阀门即被吸起到上极限位置,关闭排气阀而打开进气阀。压缩空气乃充入操纵气室 7,使排气节流阀 8 关闭。

电磁阀的励磁电路受到三个串联的电开关控制。这三个开关是手拉的排气缓速开关 1、加速开关 2 和离合器开关 4。离合器开关 4 只有在离合器接合时方闭合。不踩加速踏板时,加速开关 2 始终闭合。在踩下加速踏板过程中,踏板自由行程尚未结束时,加速开关 2 即应断开。只有在这三个开关均闭合时,电磁阀方开启。汽车正常行驶时,虽然离合器开关是闭合的,但加速开关已断开,故即使误将排气缓速开关拉出到闭合位置,也不能起排气缓速作用。

要施行排气缓速,应放开加速踏板,再拉出排气缓速开关到闭合位置(此时仪表板上的指示灯 3 应开亮)。此时电磁阀因励磁电路接通而开启。

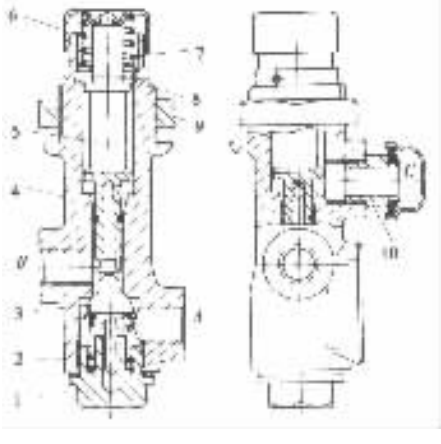


图 7－1－97 黄河 JN1181C13 型汽车排气缓速操纵阀

1－螺塞;2－阀门弹簧;3－阀门;4－阀体;5－推杆;6－推杆撑簧座;7－推杆弹簧;8－圆锥销;9－螺母;10－排气滤清器

A－进气口;*B*－出气口;*C*－排气口

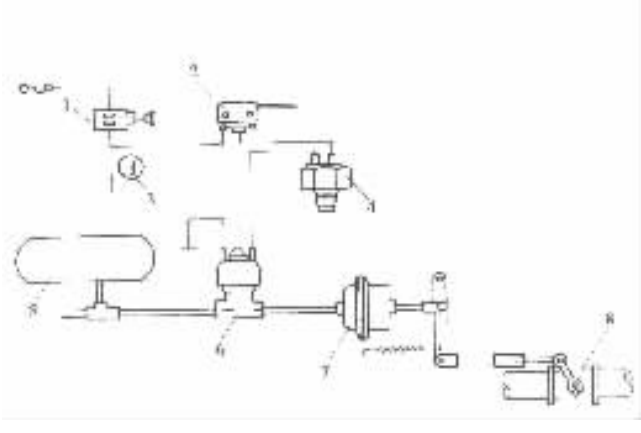


图 7－1－98 五十铃 TD50A—D 型自卸车排气缓速式辅助制功系

1－排气缓速开关;2－加速开关;3－排气缓速指示灯;4－离合器开关;5－储气罐;6－电磁阀;7－排气缓速操纵气室;8－排气节流阀

在不常需用排气缓速的场合(例如下坡路段断续出现,或在平路上要频繁施行低强度制动时),可将排气缓速开关拉到闭合位置,不再推回。需要加速时,只要踩下加速踏板,排气缓速即自动解除;一放开加速踏板,缓速作用即自动恢复。当变速器要换档时,踩下离合器踏板,缓

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

速作用即解除，以免汽车速度降低过甚，影响顺利换档。

三、液力缓速式辅助制动系

原上海 SH3540 型矿用汽车采用液力缓速式辅助制动系。其中的液力缓速器（图 7－1－99）安装在液力机械变速器的后端。其结构类似于两个并联的液力耦合器，不过其每一对叶轮中只有一个能转动（即转子 10），而另一个是固定不动的（即带叶片的壳体 1 和盖 9）。

缓速器壳体用螺钉固定在机械变速器壳体 8 的后壁上。转子与其轴 6 借花键连接，而轴 6 又用花键套 5 与变速器第一轴（输入轴）4 相连。

铸铝的转子上铸出两排叶片 *B*，每排有 24 片。转子上有三处开有平衡孔 13，用以平衡两腔压力。铸铝的盖上和铸铁的壳体上铸出的叶片 *A* 都有 23 片。叶片平直，相对于纵轴线有 30°倾角。

汽车在下坡路面上靠重力滑行时，若将变速器挂入某一前进档位，汽车便通过驱动轮、驱

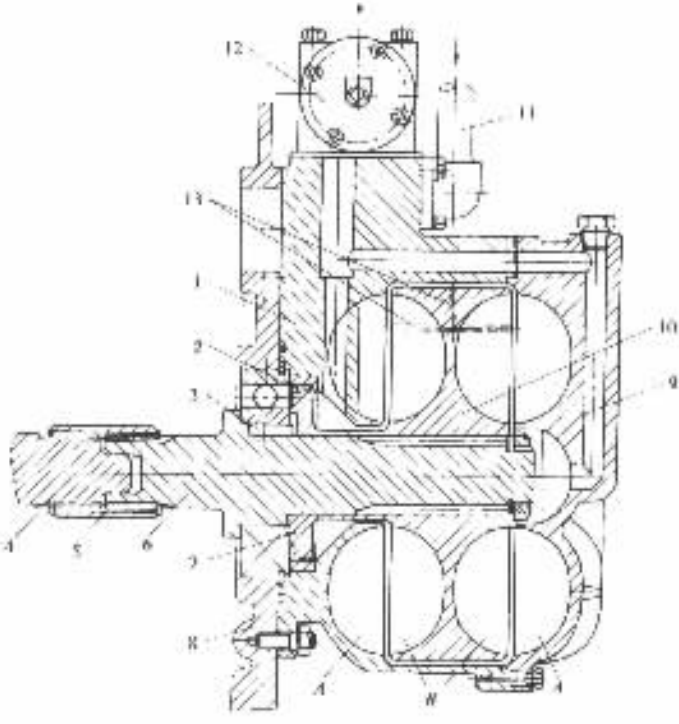


图 7－1－99　液力缓速器

1－壳体；2－密封圈；3－平键；4－机械变速器第一轴；5－花键套；6－转子轴；7－密封圈座；8－变速器壳体；9－盖；10－转子；11－进油管；12－控制阀；13－平衡孔

动桥、传动辅以及变速器第二轴带动第一轴和缓速器转子旋转。如果缓速器中已充有工作液（与液力变矩器的工作液相同），则液力缓速器的工作状况与泵轮转动而涡轮不动时的液力耦合器的工作状况相同。转子的转速愈高，则转子通过在缓速器内腔中流动的工作液施加于壳体和盖上的力矩愈大，从而壳体和盖的反力矩也通过工作液作用在转子上，成为对转子的制动力矩。汽车对缓速器输入的功率全部通过缓速器内的液体阻尼作用而转变成热，导致工作液和各零件温度升高。为此，在壳体和盖上都铸出若干轴向的散热肋片，并且用油泵迫使缓速器

的工作液不断地在一个具有冷却器的油路内循环流动。

缓速器转子之所以用变速器第一轴驱动，一方面是为了能通过变速器的升速作用，使转子具有更高的转速，另一方面可以在同样的车速下，用变速器的不同档位来获得不同的转子转速和制动力矩。假设道路坡度一定，当汽车滑行速度高达某一数值，缓速器的制动力矩经变速器和驱动桥放大后传到驱动轮上，所产生的制动力正好足以平衡汽车重力沿路面的分力时，车速即稳定在该值不变。这一稳定车速称为平衡车速。显然，汽车下坡滑行时，变速器挂入的档位愈低（变速器传动比愈大）则液力缓速作用效果愈显著。例如原上海 SH3540 型汽车启用液力缓速器在坡度为 11.4%的下坡路上滑行。当变速器挂二档时，平衡车速约为 17km/h；而挂一档时，平衡车速则降低到 6km/h 左右。

因为缓速器转子受变速器第一轴驱动，所以在汽车正常行驶过程中，缓速器转子总是在旋转。为不使缓速器消耗太多的发动机功率，应当在这时将缓速器工作液放空，使转子卸荷空转，而只在有必要施行液力缓速时，才使工作液充满缓速器内腔。为此，设有一个液力缓速控制阀 12，装在缓速器的侧面（图 7－1－99 为展开图，故将控制阀画在缓速器顶部）。驾驶员可通过足踏开关式液力缓速器操纵阀，对液力缓速控制阀进行气压操纵。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

第二章　制动系的主要参数及其选择

第一节　制动力与制动力分配系数

汽车制动时，如果忽略路面对车轮的滚动阻力矩和汽车回转质量的惯性力矩，则任一角速度 $\omega > 0$ 的车轮，其力矩平衡方程为

$$T_f - F_B r_e = 0 \tag{7-2-1}$$

式中　T_f——制动器对车轮作用的制动力矩，即制动器的摩擦力矩，其方向与车轮旋转方向相反，N·m；

F_B——地面作用于车轮上的制动力，即地面与轮胎之间的摩擦力，又称为地面制动力，其方向与汽车行驶方向相反，N；

r_e——车轮有效半径，m。

令

$$F_f = \frac{T_f}{r_e} \tag{7-2-2}$$

并称之为制动器制动力，它是在轮胎周缘克服制动器摩擦力矩所需的力，因此又称为制动周缘力。F_f 与地面制动力 F_B 的方向相反，当车轮角速度 $\omega > 0$ 时，大小亦相等，且 F_f 仅由制动器结构参数所决定。即 F_f 取决于制动器的结构型式、尺寸、摩擦副的摩擦系数及车轮有效半径等，并与制动踏板力即制动系的液压或气压成正比。当加大踏板力以加大 T_f 时，F_f 和 FB 均随之增大。但地面制动力 F_B 受着附着条件的限制，其值不可能大于附着力 F_φ，即

$$F_B \leqslant F_\varphi = Z\varphi \tag{7-2-3}$$

或

$$F_{Bmax} = F_\varphi = Z\varphi \tag{7-2-4}$$

式中　φ——轮胎与地面间的附着系数；

Z——地面对车轮的法向反力。

当制动器制动力 F_f 和地面制动力 F_B 达到附着力 F_φ 值时，车轮即被抱死并在地面上滑移。此后制动力矩 T_f 即表现为静摩擦力矩，而 $F_f = T_f / r_e$ 即成为与 F_B 相平衡以阻止车轮再旋转的周缘力的极限值。当制动到 $\omega = 0$ 以后，地面制动力 F_B 达到附着力 F_φ 值后就不再增大，而制动器制动力 F_f 由于踏板力 F_p 的增大横摩擦力矩 T_r 增大而继续上升（见图 7－2－1）。

根据汽车制动时的整车受力分析，考虑到制动时的轴荷转移，可求得地面对前、后轴车轮的法向反力 Z_1，Z_2 为：

$$\left.\begin{aligned} Z_1 &= \frac{G}{L}\left(L_2 + \frac{h_g}{g}\frac{du}{dt}\right) \\ Z_2 &= \frac{G}{L}\left(L_1 - \frac{h_g}{g}\frac{du}{dt}\right) \end{aligned}\right\} \tag{7-2-5}$$

式中 G——汽车所受重力；

L——汽车轴距；

L_1——汽车质心离前轴距离；

L_2——汽车质心离后轴距离；

h_g——汽车质心高度；

g——重力加速度；

$\frac{du}{dt}$——汽车制动减速度。

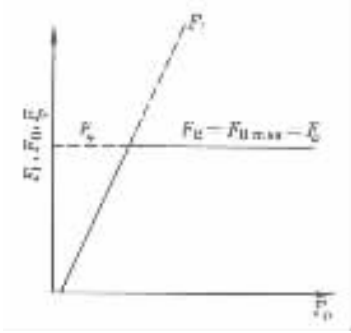


图 7－2－1 制动力与踏板力 F_P 的关系

汽车总的地面制动力为

$$F_B = F_{B_1} + F_{B_2} = \frac{G}{g}\frac{du}{dt} = Gq \qquad (7-2-6)$$

式中 q——制动强度，亦称比减速度或比制动力；

F_{B_1}，F_{B_2}——前后轴车轮的地面制动力。

由以上两式可求得前、后轴车轮附着力为

$$\left.\begin{aligned} F_{\varphi 1} &= \left(G\frac{L_2}{L} + F_B\frac{h_g}{L}\right)\varphi = \frac{G}{L}(L_2 + qh_g)\varphi \\ F_{\varphi 2} &= \left(G\frac{L_1}{L} - F_B\frac{h_g}{L}\right)\varphi = \frac{G}{L}(L_1 - qh_g)\varphi \end{aligned}\right\} \qquad (7-2-7)$$

上式表明 汽车在附着系数 φ 为任一确定值的路面上制动时，各轴附着力即极限制动力并非为常数，而是制动强度 q 或总制动力 F_B 的函数。当汽车各车轮制动器的制动力足够时，根据汽车前、后轴的轴荷分配，前、后车轮制动器制动力的分配、道路附着系数和坡度情况等，制动过程可能出现的情况有三种，即：

(1)前轮先抱死拖滑，然后后轮再抱死拖滑；

(2)后轮先抱死拖滑，然后前轮再抱死拖滑；

(3)前、后轮同时抱死拖滑。

在以上三种情况中，显然是最后一种情况的附着条件利用得最好。

由式(7－2－6)、式(7－2－7)不难求得在任何附着系数 φ 的路面上，前、后车轮同时抱死即前、后轴车轮附着力同时被充分利用的条件是：

$$F_{f_1} + F_{f_2} = F_{B_1} + F_{B_2} = \varphi G$$

$$F_{f_1}/F_{f_2} = F_{B_1}/F_{B_2} = (L_2 + \varphi h_g)/(L_1 - \varphi h_g) \qquad (7-2-8)$$

式中 F_{f_1}——前轴车轮的制动器制动力，$F_{f_1} = F_{B_1} = \varphi Z_1$；

F_{f_2}——后轴车轮的制动器制动力，$F_{f_2} = F_{B_2} = \varphi Z_2$；

F_{B_1}——前轴车轮的地面制动力；

F_{B_2}——后轴车轮的地面制动力；

Z_1，Z_2——地面对前、后轴车轮的法向反力；

G——汽车重力；

L_1，L_2——汽车质心离前、后轴距离；

h_g——汽车质心高度。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

由式 7－2－8 可知，前、后车轮同时抱死时，前、后轮制动器的制动力 F_{f_1}，F_{f_2}是 φ 的函数。由式(7－2－8)中消去 φ，得

$$F_{f_2}=\frac{1}{2}\left[\frac{G}{h_g}\sqrt{L_2^2+\frac{4h_gL}{G}F_{f_1}}-\left(\frac{GL_2}{h_g}+2F_{f_1}\right)\right] \tag{7-2-9}$$

式中　L——汽车的轴距。

将上式绘成以 F_{f_1}，F_{f_2}为坐拆的曲线，即为理想的前、后轮制动器制动力分配曲线，简称Ⅰ曲线，如图 7－2－2 所示。如果汽车前、后制动器的制动力 F_{f_1}，F_{f_2}能按Ⅰ曲线的规律分配，则能保证汽车在任何附着系数驴的路面上制动时，都能使前、后车轮同时抱死。然而，目前大多数两轴汽车尤其是货车的前、后制动器制动力之比值为一定值，并以前制动器制动力 F_{f_1}与汽车总制动器制动力 F_f 之比来表明分配的比例，称为汽车制动器制动力分配系数 β：

$$\beta=\frac{F_{f_1}}{F_f}=\frac{F_{f_1}}{F_{f_1}+F_{f_2}} \tag{7-2-10}$$

又由于在附着条件所限定的范围内，地面制动力在数值上等于相应的制动周缘力，故 β 又可通称为制动力分配系数。

第二节　同步附着系数

式(7－2－10)又可表达为

$$\frac{F_{f_2}}{F_{f_1}}=\frac{1-\beta}{\beta} \tag{7-2-11}$$

上式在图 7－2－2 中是一条通过坐标原点且斜率为$(1-\beta)/\beta$ 的直线，它是具有制动器制动力分配系数为 β 的汽车的实际前、后制动器制动力分配线，简称 β 线。图中 β 线与Ⅰ曲线交于 B 点，可求出 B 点处的附着系数 $\varphi=\varphi_0$，则称 β 线与Ⅰ曲线交点处的附着系数 φ_0 为同步附着系数。它是汽车制动性能的一个重要参数，由汽车结构参数所决定。对于前、后制动器制动力为固定比值的汽车，只有在附着系数 φ 等于同步附着系数 φ_0 的路面上，前、后车轮制动器才会同时抱死。当汽车在不同 φ 值的路面上制动时，可能有以下情况：

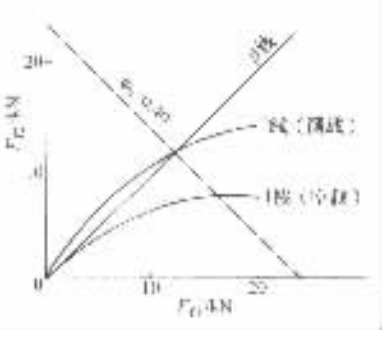


图 7－2－2　某载货汽车的Ⅰ曲线与 β 线

(1)当 $\varphi<\varphi_0$，β 线位于Ⅰ曲线下方，制动时总是前轮先抱死。它虽是一种稳定工况，但丧失转向能力。

(2)当 $\varphi>\varphi_0$，β 线位于Ⅰ曲线上方，制动时总是后轮先抱死，这时容易发生后轴侧滑使汽车失去方向稳定性。

(3)当 $\varphi=\varphi_0$，制动时汽车前、后轮同时抱死，是一种稳定工况，但也失去转向能力。

为了防止汽车的前轮失去转向能力和后轮产生侧滑，希望在制动过程中，在即将出现车轮抱死但尚无任何车轮抱死时的制动减速度，为该车可能产生的最高减速度。分析表明，汽车在同步附着系数 φ_0 的路面上制动(前、后车轮同时抱死)时，其制动减速度为 $\mathrm{d}u/\mathrm{d}t=qg=\varphi_0g$，即 $q=\varphi_0$，q 为制动强度。而在其他附着系数妒的路面上制动时，达到前轮或后轮即将抱死时

的制动强度 $q<\varphi$，这表明只有在 $\varphi=\varphi_0$ 的路面上，地面的附着条件才得到充分利用。附着条件的利用情况可用附着系数利用率 ε（或附着力利用率）来表达，ε 可定义为：

$$\varepsilon=\frac{F_B}{G\varphi}=\frac{q}{\varphi} \tag{7-2-12}$$

式中 F_B——汽车总的地面制动力；

G——汽车所受重力；

q——制动强度。

当 $\varphi=\varphi_0$ 时，$q=\varphi_0$，$\varepsilon=1$，利用率最高。

直至 20 世纪 50 年代，当时道路条件还不很好，汽车行驶速度也不很高，后轮抱死侧滑的后果也不显得像前轮抱死丧失转向能力那样严重，因此往往将 φ_0 值定得较低，即处于常遇附着系数范围的中间偏低区段。但当今道路条件大为改善，汽车行驶速度也大为提高，因而汽车因制动时后轮先抱死引起的后果十分严重。由于车速高，它不仅会引起侧滑甩尾甚至会调头而丧失操纵稳定性。后轮先抱死的情况是最不希望发生的。因此各类轿车和一般载货汽车的 φ_0 值有增大的趋势。国外有的文献推荐满载时的同步附着系数，轿车取 $\varphi_0\geqslant0.6$；货车取 $\varphi_0\geqslant0.5$ 为宜。

现代汽车多装有比例阀或感载比例阀等制动力调节装置，可根据制动强度、载荷等因素来改变前、后制动器制动力的比值，使之接近于理想制动力分配曲线。

为保证汽车制动时的方向稳定性和有足够的附着系数利用率，联合国欧洲经济委员会（ECE）的制动法规规定，在各种载荷情况下，轿车在 $0.15\leqslant q\leqslant0.8$，其他汽车在 $0.15\leqslant q\leqslant0.3$ 的范围内，前轮均应能先抱死；在车轮尚未抱死的情况下，在 $0.2\leqslant\varphi\leqslant0.8$ 的范围内，必须满足 $q\geqslant0.1+0.85(\varphi-0.2)$。

第三节 制动强度和附着系数利用率

上面已给出了制动强度 q 和附着系数利用率 ε 的定义式，如式（7－2－6）和式（7－2－12）所示。下面再讨论一下当 $\varphi=\varphi_0$、$\varphi<\varphi_0$ 和 $\varphi>\varphi_0$ 时的 q 和 ε。

根据所选定的同步附着系数 φ_0，可由式（7－2－8）及式（7－2－10）求得

$$\beta=\frac{L_2+\varphi_0h_g}{L} \tag{7-2-13}$$

$$1-\beta=\frac{L_1-\varphi_0h_g}{L} \tag{7-2-14}$$

进而求得

$$F_{B_1}=F_B\beta=Gq\beta=\frac{G}{L}(L_2+\varphi_0h_g)q \tag{7-2-15}$$

$$F_{B_2}=F_B(1-\beta)=Gq(1-\beta)=\frac{G}{L}(L_1-\varphi_0h_g)q \tag{7-2-16}$$

当 $\varphi=\varphi_0$ 时：

$F_{B_1}=F_{\varphi_1}$，$F_{B_2}=F_{\varphi_2}$，故 $F_B=G\varphi$，$q=\varphi$，$\varepsilon=1$。

当 $\varphi<\varphi_0$ 时：

可能得到的最大总制动力取决于前轮刚刚首先抱死的条件，即 $F_{B_1}=F_{\varphi_1}$。由式（7－2－6

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

≥)、式(7－2－7)、式(7－2－12)和式(7－2－15)得

$$F_B = \frac{GL_2\varphi}{L_2 + (\varphi_0 - \varphi)h_g} \tag{7-2-17}$$

$$q = \frac{L_2\varphi}{L_2 + (\varphi_0 - \varphi)h_g} \tag{7-2-18}$$

$$\varepsilon = \frac{L_2}{L_2 + (\varphi_0 - \varphi)h_g} \tag{7-2-19}$$

当 $\varphi > \varphi_0$ 时：

可能得到的最大总制动力取决于后轮刚刚首先抱死的条件，即 $F_{B_2} = F_{\varphi 2}$。由式(7－2－6)、式(7－2－7)、式(7－2－12)和式(7－2－16)得

$$F_B = \frac{GL_1\varphi}{L_1 + (\varphi - \varphi_0)h_g} \tag{7-2-20}$$

$$q = \frac{L_1\varphi}{L_1 + (\varphi - \varphi_0)h_g} \tag{7-2-21}$$

$$\varepsilon = \frac{L_1}{L_1 + (\varphi - \varphi_0)h_g} \tag{7-2-22}$$

对于 β 值恒定的汽车，为使其在常遇附着系数范围内 ε 不致过低，其 φ_0 值总是选得小于可能遇到的最大附着系数。所以在 $\varphi > \varphi_0$ 的良好路面上紧急制动时，总是后轮先抱死。

第四节　制动器最大制动力矩

应合理地确定前、后轮制动器的制动力矩，以保证汽车有良好的制动效能和稳定性。

最大制动力是在汽车附着质量被完全利用的条件下获得的，这时制动力与地面作用于车轮的法向力 Z_1，Z_2 成正比。由式(7－2－8)可知，双轴汽车前、后车轮附着力同时被充分利用或前、后轮同时抱死时的制动力之比为

$$\frac{F_{f_1}}{F_{f_2}} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{L_2 + \varphi_0 h_g}{L_1 - \varphi_0 h_g}$$

式中　L_1，L_2——汽车质心离前、后轴距离；

φ_0——同步附着系数；

h_g——汽车质心高度。

通常，上式的比值 轿车约为 1.3～1.6；货车约为 0.5～0.7。

制动器所能产生的制动力矩，受车轮的计算力矩所制约，即

$$T_{f_1} = F_{f_1} r_e。$$

$$T_{f_2} = F_{f_2} r_e。$$

式中　F_{f_1}——前轴制动器的制动力，$F_{f_1} = Z_1\varphi$；

F_{f_2}——后轴制动器的制动力，$F_{f_2} = Z_2\varphi$；

Z_1——作用于前轴车轮上的地面法向反力；

Z_2——作用于后轴车轮上的地面法向反力；

r_e——车轮有效半径。

对于常遇的道路条件较差、车速较低因而选取了较小的同步附着系数 φ_0 值的汽车，为了保证在 $\varphi > \varphi_0$ 的良好的路面上（例如 $\varphi = 0.7$）能够制动到后轴和前轴先后抱死滑移（此时制动强度 $q = \varphi$），前、后轴的车轮制动器所能产生的最大制动力矩为

$$T_{f_1 max} = Z_1 \varphi r_e = \frac{G}{L}(L_2 + \varphi h_g)\varphi r_e \tag{7-2-23}$$

$$T_{f_2 max} = \frac{1-\beta}{\beta} T_{f_1 max} \tag{7-2-24}$$

对于选取较大 φ_0 值的各类汽车，则应从保证汽车制动时的稳定性出发，来确定各轴的最大制动力矩。当 $\varphi > \varphi_0$ 时，相应的极限制动强度 $q < \varphi$，故所需的后轴和前轴的最大制动力矩为

$$T_{f_2 max} = \frac{G}{L}(L_1 - q h_g)\varphi r_e \tag{7-2-25}$$

$$T_{f_1 max} = \frac{\beta}{1-\beta} T_{f_2 max} \tag{7-2-26}$$

式中 φ——该车所能遇到的最大附着系数；

q——制动强度，由式（7-2-21）确定；

r_e——车轮有效半径。

一个车轮制动器应有的最大制动力矩为按上列公式计算结果的半值。

第五节 制动器因数

式（$BF = \frac{fN_1 + fN_2}{P}$）已给出了制动器因数 BF 的表达式，它表示制动器的效能，因此又称为制动器效能因数。其实质是制动器在单位输入压力或力的作用下所能输出的力或力矩，用于评比不同结构型式的制动器的效能。制动器因数可定义为在制动鼓或制动盘的作用半径上所产生的摩擦力与输入力之比，即

$$BF = \frac{T_f}{PR} \tag{7-2-27}$$

式中 T_f——制动器的摩擦力矩；

R——制动鼓或制动盘的作用半径；

P——输入力，一般取加于两制动蹄的张开力（或加于两制动块的压紧力）的平均值为输入力。

对于钳盘式制动器，设两侧制动块对制动盘的压紧力均为 P，则制动盘在其两侧工作面的作用半径上所受的摩擦力为 $2fP$，此处 f 为盘与制动衬块间的摩擦系数，于是钳盘式制动器的制动器因数为

$$BF = \frac{2fP}{P} = 2f \tag{7-2-28}$$

对于全盘式制动器，则有

$$BF = 2nf \tag{7-2-29}$$

式中 n——旋转制动盘数目；

f——摩擦系数。

对于鼓式制动器，设作用于两蹄的张开力分别为 P_1、P_2，制动鼓内圆柱面半径即制动鼓工

本作品为字网 www.bzlxw.com 免费下载

作半径为 R，两蹄给予制动鼓的摩擦力矩分别为 T_{Tf1} 和 T_{Tf2}，则两蹄的效能因数即制动蹄因数分别为：

$$\left.\begin{aligned} BF_{T1} &= \frac{T_{Tf1}}{P_1 R} \\ BF_{T2} &= \frac{T_{Tf2}}{P_2 R} \end{aligned}\right\} \tag{7-2-30}$$

整个鼓式制动器的制动器因数则为

$$BF = \frac{T_f}{PR} = \frac{T_{Tf1} + T_{Tf2}}{0.5(P_1 + P_2)R} = \frac{2(T_{Tf1}) + T_{Tf2}}{(P_1 + P_2)R} \tag{7-2-31}$$

当 $P_1 = P_2 = P$ 时，则

$$BF = \frac{T_{Tf1} + T_{Tf2}}{PR} = BF_{T1} + BF_{T2} \tag{7-2-32}$$

蹄与鼓间作用力的分布，其合力的大小、方向及作用点，需要较精确地分析、计算才能确定。今假设在张力 P 的作用下制动蹄摩擦衬片与鼓之间作用力的合力 N 如图 7-2-3 所示作用于衬片的 B 点上。这一法向力引起作用于制动蹄衬片上的摩擦力为 Nf，f 为摩擦系数。a，b，c，h，R 及 α 为结构尺寸，如图 7-2-3 所示。

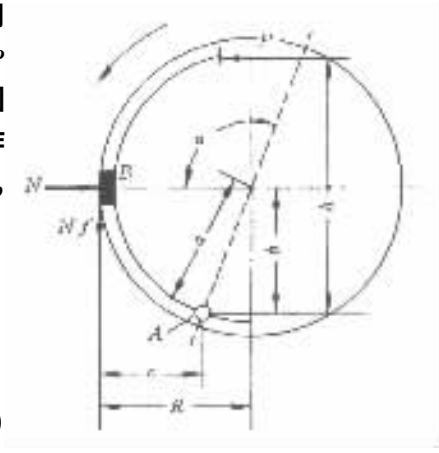


图 7-2-3　鼓式制动器的简化受力图

对领蹄取绕支点 A 的力矩平衡方程，即

$$Ph + Nfc - Nb = 0$$

由上式得领蹄的制动蹄因数为

$$BF_{T1} = \frac{Nf}{P} = \frac{h}{b}\left[\frac{f}{1 - f\dfrac{c}{b}}\right] \tag{7-2-33}$$

当制动鼓逆转时，上述制动蹄便又成为从蹄，这时摩擦力 Nf 的方向与图 7-2-3 所示相反，用上述分析方法，同样可得到从蹄绕支点 A 的力矩平衡方程，即

$$Ph - Nfc - Nb = 0$$

由上式得从蹄的制动蹄因数为

$$BF_{T2} = \frac{Nf}{P} = \frac{h}{b}\left[\frac{f}{1 + f\dfrac{c}{b}}\right] \tag{7-2-34}$$

由式 7-2-33 可知：当 f 趋近于 b/c 时，对于某一有限张开力 P，制动鼓摩擦力趋于无穷大。这时制动器将自锁。自锁效应只是制动蹄衬片摩擦系数和制动器几何尺寸的函数。

通过上述对领从蹄式制动器制动蹄因数的分析与计算可以看出，领蹄由于摩擦力对蹄支点形成的力矩与张开力对蹄支点的力矩同向而使其制动蹄因数值大，而从蹄则由于这两种力矩反向而使其制动蹄因数值小。两者在 $f = 0.3 \sim 0.35$ 范围内，当张开力 $P_0 = P_2$ 时，相差达 3 倍之多。图 7-2-4 给出了领蹄与从蹄的制动蹄因数及其导数对摩擦系数的关系曲线。由该图可见，当 f 增大到一定值时，领蹄的 BF_{T1} 和 dBF_{T1}/df 均趋于无限大。它意味着此时只要施加一极小张开力 P_1，制动力矩将迅速增至极大的数值，此后即使放开制动踏板，领蹄也不能回位而是一直保持制动状态，发生“自锁”现象。这时只能通过倒转制动鼓消除制动。领蹄的

BF_{T1}和 dBF_{T1}/df 随 f 的增大而急剧增大的现象称为自行增势作用。反之，从蹄的 BF_{T2}及 dBF_{T2}/df 随 f 的增大而减小的现象称为自行减势作用。

在制动过程中，衬片（衬块）的温度、相对滑动速度、压力以及湿度等因素的变化会导致摩擦系数的改变。而摩擦系数的改变则会导致制动效能即制动器因数的改变。制动器因数 BF 对摩擦系数 f 的敏感性可由 dBF/df 来衡量，因而 dBF/df 称为制动器的敏感度，它是制动器效能稳定性的主要决定因素，而厂除决定于摩擦副材料外，又与摩擦副表面的温度和水湿程度有关，制动时摩擦生热，因而温度是经常起作用的因素，热稳定性更为重要。热衰退的台架试验表明，多次重复紧急制动可导致制动器因数值减小 50%，而下长坡时的连续和缓制动也会使该值降至正常值的 30%。

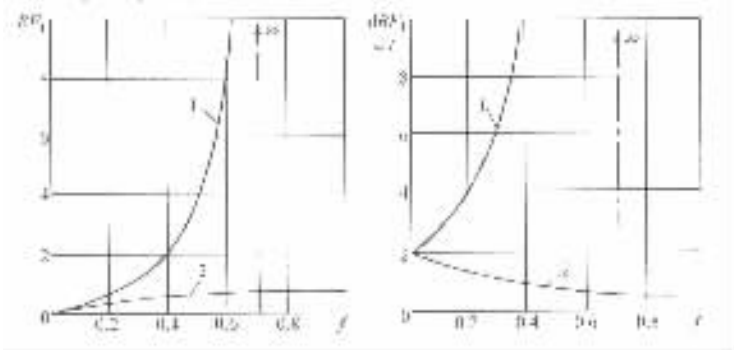


图 7－2－4 制动蹄因数 BF_T 及其导数 dBF_T/df 与摩擦系数的关系

1－领蹄 2－从蹄

由图 7－2－4 也可以看出，领蹄的制动蹄因数虽大于从蹄，但其效能稳定性却比从蹄差。就整个鼓式制动器而言，也在不同程度上存在以 BF 为表征的效能本身与其稳定性之间的矛盾。由于盘式制动器的制动器因数对摩擦系数的导数（dBF/df）为常数，因此其效能稳定性最好。

表 7－2－1 给出了不同结构类型制动器的制动器因数 BF 或制动器外部因数 BF_C，BF_E，其中凸轮制动器外部因数 BF_C 等于制动器输出力矩（$T_{f_1}+T_{f_2}$）除以凸轮轴输入力矩 T_C 楔型制动器外部因数 BF_E 等于制动器总摩擦力（$\frac{T_{f_1}+T_{f_2}}{R}$）除以外部作用力 P_w。

第六节 制动器的结构参数与摩擦系数

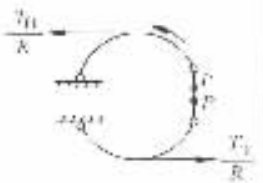
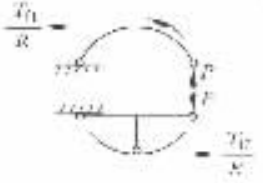
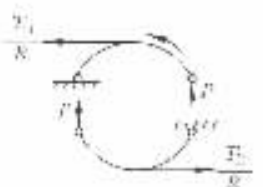
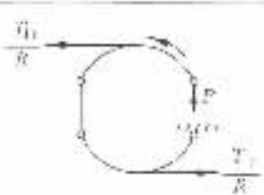
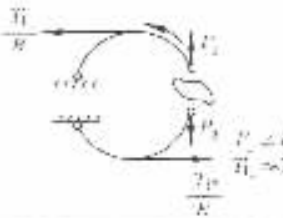
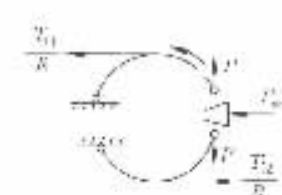
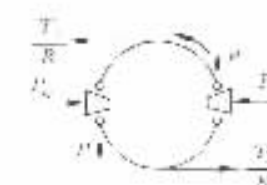
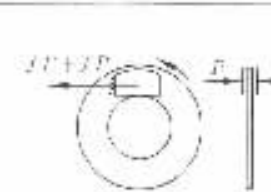
在有关的整车总布置参数和制动器的结构型式确定以后，就可以参考已有的同类型、同等级汽车的同类制动器，对制动器的结构参数进行初选。

一、制动鼓直径 D 或半径 R

当输入力 P 一定时，制动鼓的直径愈大，则制动力矩亦愈大，散热性能亦愈好。但直径 D 的尺寸受到轮辋内径的限制，而且 D 的增大也使制动鼓的质量增大，使汽车的非悬挂质量增大，而不利于汽车的行驶平顺性。制动鼓与轮辋之间应有相当的间隙，此间隙一般不应小于 20～30mm，以利于散热通风，也可避免由于轮辋过热而损坏轮胎。由此间隙要求及轮辋的尺

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

表7-2-1　不同类型制动器的制动器因数

结构型式		结构受力示图	制动器因数 BF	制动器外部因数 BF_e
鼓式液压制动	领从蹄		$BF=\frac{T_1+T_2}{PR}$ 典型值 2.2	
			$BF=\frac{T_1-T_2}{PR}$ 典型值 2.6	
	双领蹄		$BF=\frac{2T_1}{PR}$ 典型值 3.1	
	平向滑动		$BF=\frac{T_1-T_2}{PR}$ 典型值 1.3	—
鼓式气压制动	凸轮			$BF_e=\frac{T_1+T_2}{F_c}$ 典型值 [illegible]
	单楔		$BF=\frac{T_1+T_2}{PR}$ 典型值 2.2	$BF_e=\frac{T_1+T_2}{P_w R}$ 典型值 [illegible]
	双楔		$BF=\frac{2T_1}{PR}$ 典型值 2.4	$BF_e=\frac{2T_1}{P_w R}$ 典型值 20
楔式	凸楔		$BF=2f$ $f=\frac{dP}{P}$ 典型值 [illegible]	—

寸即可求得制动鼓直径 D 的尺寸。另外，制动鼓直径 D 与轮辋直径 D_r 之比的一般范围为：

轿车 $D/D_r = 0.64 \sim 0.74$

货车 $D/D_r = 0.70 \sim 0.83$

二、制动蹄摩擦衬片的包角 β 和宽度 b

摩擦衬片的包角 β 可在 $\beta = 90° \sim 120°$ 范围内选取，试验表明，摩擦衬片包角 $\beta = 90° \sim 100°$ 时，磨损最小，制动鼓温度也最低，且制动效能最高。再减小 β 虽有利于散热，但由于单位压力过高将加速磨损。β 一般也不宜大于 120°，因过大不仅不利于散热，而且易使制动作用不平顺，甚至可能发生自锁。

摩擦衬片宽度 b 较大可以降低单位压力、减少磨损，但过大则不易保证与制动鼓全面接触。通常是根据在紧急制动时使其单位压力不超过 2.5MPa 的条件来选择衬片宽度 b 的。设计时应尽量按摩擦片的产品规格选择 b 值。另外，根据国外统计资料可知，单个鼓式车轮制动器总的衬片摩擦面积随汽车总质量的增大而增大，如表 7－2－2 所示。而单个摩擦衬片的摩擦面积 A 又决定于制动鼓半径 R、衬片宽度 b 及包角 β，即

$$A = Rb\beta$$

式中 β 是以弧度(rad)为单位，当 A，R，β 确定后，由上式也可初选衬片宽 b 的尺寸。

表 7－2－2 制动器衬片摩擦面积

汽车类别	汽车总质量 m_a/t	单个制动器总的衬片摩擦面积 $\sum$/cm²
轿车	0.9～1.5	100～200
	1.5～2.5	200～300
客车与货车	1.0～1.5	120～200
	1.5～2.5	150～250(多为 150～200)
	2.5～3.5	250～400
	3.5～7.0	300～650
	7.0～12.0	550～1000
	12.0～17.0	600～1500(多为 600～1200)

制动器各蹄摩擦衬片总摩擦面积愈大，则制动时产生的单位面积正压力愈小，从而磨损亦愈小。

三、摩擦衬片起始角 β_0

摩擦衬片起始角 β_0 如图 7－2－5 所示。一般是将衬片布置在制动蹄外缘的中央，并令 $\beta_0 = 90° - (\beta/2)$。有时为了适应单位压力的分布情况，将衬片相对于最大压力点对称布置，以改善制动效能和磨损的均匀性。

四、张开力 P 的作用线至制动器中心的距离 a

在保证制动轮缸或凸轮能够布置于制动鼓内的条件下，应使距离 a 尽可能地大，以提高

机械工业出版社 www.cmpbook.com 免费下载

其制动效能。初步设计时可暂定 $a=0.8R$ 左右。

五、制动蹄支销中心的坐标位置 k 与 c

如图 7－2－5 所示，制动蹄支销中心的坐标尺寸是应尽可能地小，以使尺寸 c 尽可能地大，初步设计可暂定 $c=0.8R$ 左右。

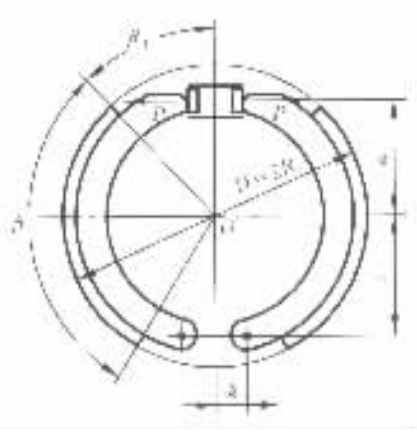


图 7－2－5　鼓式制动器的主要几何参数

六、摩擦片摩擦系数 f

选择摩擦片时不仅希望其摩擦系数要高些，更要求其热稳定性要好，受温度和压力的影响要小。不能单纯地追求摩擦材料的高摩擦系数，应提高对摩擦系数的稳定性和降低制动器对摩擦系数偏离正常值的敏感性的要求，后者对蹄式制动器是非常重要的。各种制动器用摩擦材料的摩擦系数的稳定值约为 0.3～0.5，少数可达 0.7。一般说来，摩擦系数愈高的材料，其耐磨性愈差。所以在制动器设计时并非一定要追求高摩擦系数的材料。当前国产的制动摩擦片材料在温度低于 250℃时，保持摩擦系数 $f=0.35\sim0.40$ 已无大问题。因此，在假设的理想条件下计算制动器的制动力矩，取 $f=0.3$ 可使计算结果接近实际。另外，在选择摩擦材料时应尽量采用减少污染和对人体无害的材料。

第三章 制动器的设计计算

第一节 制动蹄摩擦面的压力分布规律

从前面的分析可知，制动器摩擦材料的摩擦系数及所产生的摩擦力对制动器因数有很大影响。掌握制动蹄摩擦面上的压力分布规律，有助于正确分析制动器因数。在理论上对制动蹄摩擦面的压力分布规律作研究时，通常作如下一些假定：

(1)制动鼓、蹄为绝对刚性；

(2)在外力作用下，变形仅发生在摩擦衬片上；

(3)压力与变形符合虎克定律。

一、对于绕支承销转动的制动蹄

如图 7－3－1 所示，制动蹄在张开力 P 作用下绕支承销 O′点转动张开，设其转角为 $\Delta\theta$，则蹄片上某任意点 A 的位移 $\beta\overline{AB}$ 为

$$\overline{AB}=\overline{O'A}\cdot\Delta\theta$$

由于制动鼓刚性对制动蹄运动的限制，则其径向位移分量将受压缩，径向压缩为 $\overline{AC}$

$$\overline{AC}=\overline{AB}\cos\beta$$

即

$$\overline{AC}=\overline{O'A}\Delta\theta\cos\beta$$

从图 7－3－1 中的几何关系可看到

$$\overline{O'A}\cos\beta=\overline{O'D}=\overline{O'O}\sin\varphi$$

$$\overline{AC}=O'O\sin\varphi\cdot\Delta\theta$$

因为 $O'O\cdot\Delta\theta$ 为常量，单位压力和变形成正比，所以蹄片上任意一点压力可写成

$$q=q_0\sin\varphi \tag{7-3-1}$$

亦即，制动器蹄片上压力呈正弦分布，其最大压力作用在与 $\overline{OO'}$ 连线呈 90°的径向线上。

二、浮式蹄

在一般情况下，若浮式蹄的端部支承在斜支座面上，如图 7－3－2 所示，则由于蹄片端部将沿支承面作滚动或滑动，它具有两个自由度运动，而绕支承销转动的蹄片只有一个自由度的运动，因此，其压力分布状况和绕支承销转动的情况有所区别。

现分析浮式蹄上任意一点 A 的运动情况。今设定蹄片和支座面之间摩擦足够大，制动蹄在张开力作用下，蹄片将沿斜支座面上作滚动，设 Q 为其蹄片端部圆弧面之圆心，则蹄片上任意一点 A 的运动可以看成绕 Q 作相对转动和跟随 Q 作移动。这样 A 点位移由两部分合成 相对运动位移 $\overline{AB}$ 和牵连运动位移 $\overline{BC}$，它们各自径向位移分量之和为 $\overline{AD}$（见图 7－3－2）。

$$\overline{AD}=\overline{AB}\cos\beta+\overline{BC}\cos(\varphi-\alpha)$$

根据几何关系可得出

$$\overline{AD}=(\Delta\theta\cdot\overline{OQ}+\overline{BC}\sin\alpha)\sin\varphi+\overline{BC}\cos\alpha\cos\varphi$$

标准文件网 www.bzwj.com 免费下载

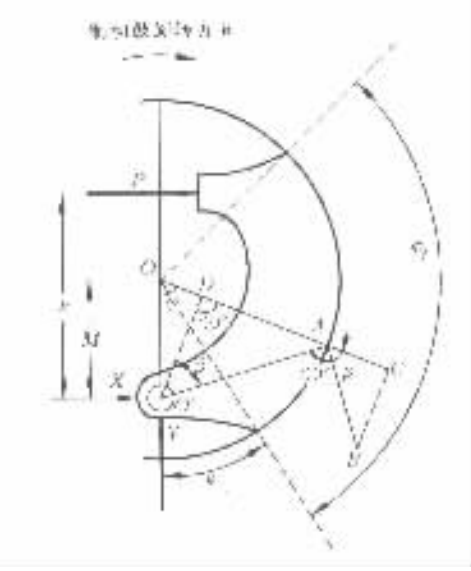


图 7－3－1　绕支承销转动的蹄的径向变形分析图

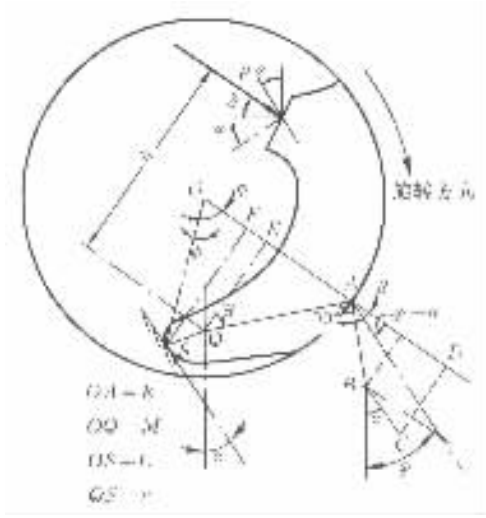


图 7－3－2　浮式蹄径向变形分析图

式中 $\Delta\theta$ 为蹄片端部圆弧面绕其圆心的相对转角。

令

$$\Delta\theta \cdot \overline{OQ} + \overline{BC}\sin\varphi = C_1$$

$$\overline{BC}\cos\alpha = C_2$$

在一定转角 $\Delta\theta$ 时，C_1 和 C_2 都是常量。同样，认为 A 点的径向变形量$\overline{AD}$和压力成正比。这样，蹄片上任意点 A 处的压力可写成

$$q = q_1\sin\varphi + q_2\cos\varphi$$

或

$$q = q_0\sin(\varphi + \varphi_0)$$

也就是说，浮式蹄支承在任意斜支座面上时，其理论压力分布规律仍为正弦分布，但其最大压力点在何处，难以判断。

上述分析对于新的摩擦衬片是合理的，但制动器在使用过程中摩擦衬片有磨损，摩擦衬片在磨损的状况下，压力分布又应如何呢？按照理论分析，如果知道摩擦衬片的磨损特性，也可确定摩擦衬片磨损后的压力分布规律。根据国外资料，对于摩擦片磨损具有如下关系式

$$W_1 = K_1 fqv$$

式中　W_1——磨损量；

K_1——磨损常数；

f——摩擦系数；

q——单位压力；

v——磨擦衬片与制动鼓之间的相对滑动速度。

通过分析计算所得压力分布规律如图 7－3－3 所示。图中表明在第 11 次制动后形成的单位面积压力仍为正弦分布：$q = 132\sin\alpha$。如果摩擦衬片磨损有如下关系：

$$W_2 = K_2 fq^2 v^2$$

式中　K_2——磨损常数。

则其磨损后的压力分布规律为 $q = C\sqrt{\sin\alpha}$（C 也为一常数）。结果亦示于图 7－3－3。

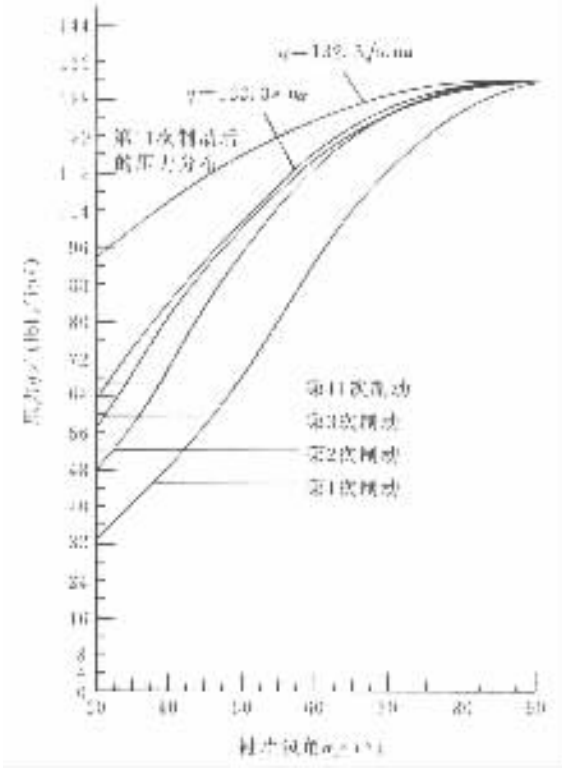


图 7－3－3 作为磨损函数的压力分布计算值

应该指出，由上述理论分析所获得的结果与实际情况比较相近，也就是说，用上述压力分布规律计算所得的摩擦力矩与实际使用中所得摩擦力矩有极大的相关性。以前有人认为制动摩擦衬片压力分布均匀的设想并不合理。

第二节 制动器因数及摩擦力矩分析计算

如前所述，通常先通过对制动器摩擦力矩计算的分析，再根据其计算式由定义得出制动器因数 BF 的表达式。现以鼓式制动器中制动蹄只具有一个自由度运动为例，说明用解析法导出制动器因数的思路过程：

(1)定出制动器基本结构尺寸、摩擦片包角及其位置布置参数，并规定制动鼓旋转方向；

(2)参见第一节确定制动蹄摩擦片压力分布规律，令 $q = q_0\sin\varphi$；

(3)在张开力 P 作用下，确定最大压力 q_0 值。参见图 7－3－4，$\delta\varphi$ 所对应的圆弧，圆弧面上的半径方向作用的正压力为 $qR\mathrm{d}\varphi$，摩擦力为 $fqR\mathrm{d}\varphi$。把所有的作用力对 O' 点取矩，可得

$$ph = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} q_0 RM\sin^2\varphi\mathrm{d}\varphi - \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} fq_0 R(R - M\cos\varphi)\sin\varphi\mathrm{d}\varphi$$

据此方程式可求出 q_0 的值；

(4)计算沿摩擦片全长总的摩擦力矩

$$T_{\mathrm{f}} = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} fq_0 R^2\sin\varphi\mathrm{d}\varphi = fq_0 R^2(\cos\varphi_1 - \cos\varphi\sigma 2)$$

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

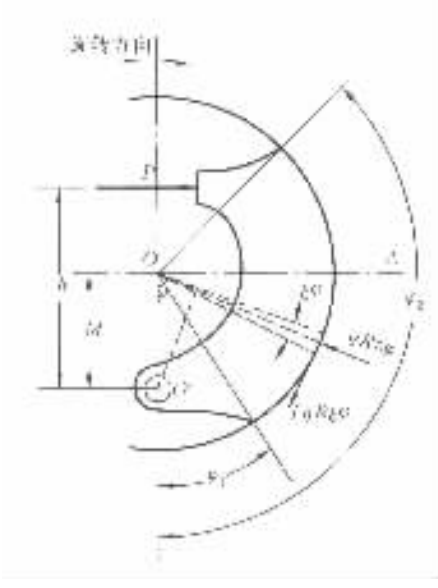


图 7－3－4　制动蹄摩擦力矩分析计算图

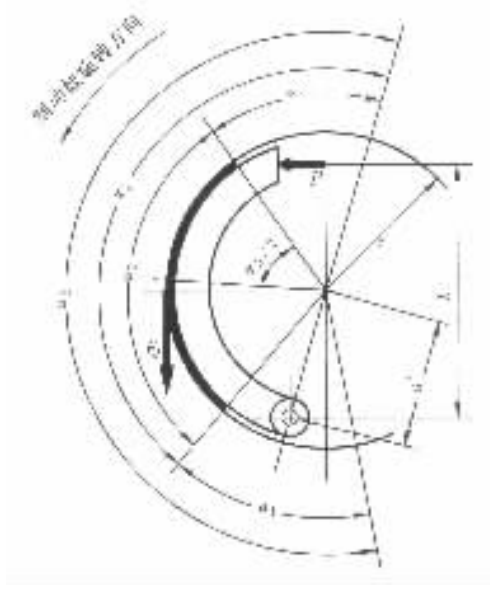


图 7－3－5　支承销式制动蹄

(5)由公式导出制动器因数。

由于导出过程的繁琐，特别是浮式蹄，因此这里仅将常用各类制动器因数的计算式列出供参考。

1. 支承销式领－从蹄制动器

单个领蹄的制动蹄因数 BF_{T1}

$$BF_{T1} = f\frac{h}{r}/\left(A\frac{a'}{r} - fB\right) \tag{7-3-2}$$

单个从蹄的制动蹄因数 BF_{T2}

$$BF_{T2} = f\frac{h}{r}/\left(A\frac{a'}{r} + fB\right) \tag{7-3-3}$$

上两式中

$$A = \frac{\alpha_0 - \sin\alpha_0\cos\alpha_3}{4\sin\frac{\alpha_0}{2}\sin\frac{\alpha s3}{2}}$$

$$B = 1 + \frac{a'}{r}\cos\frac{\alpha_0}{2}\cos\frac{\alpha_3}{2}$$

以上各式中有关结构尺寸参数见图 7－3－5。

整个制动器因数 BF 为

$$BF = BF_{T1} + BF_{T2}$$

2. 支承销式双领蹄制动器

$$BF = 2BF_{T1}$$

BF_{T1} 可由式(7－3－2)求得。

3. 浮式领－从蹄制动器(斜支座面)

对于浮式蹄，其蹄片端部支座面法线可与张开力作用线平行(称为平行支座)或任意不平

行(称为斜支座)。参见图 7－3－6。平行支座可视作斜支座的特例,即图 7－3－6 中 $\psi = 0°$,因此,这里给出最一般的情况。

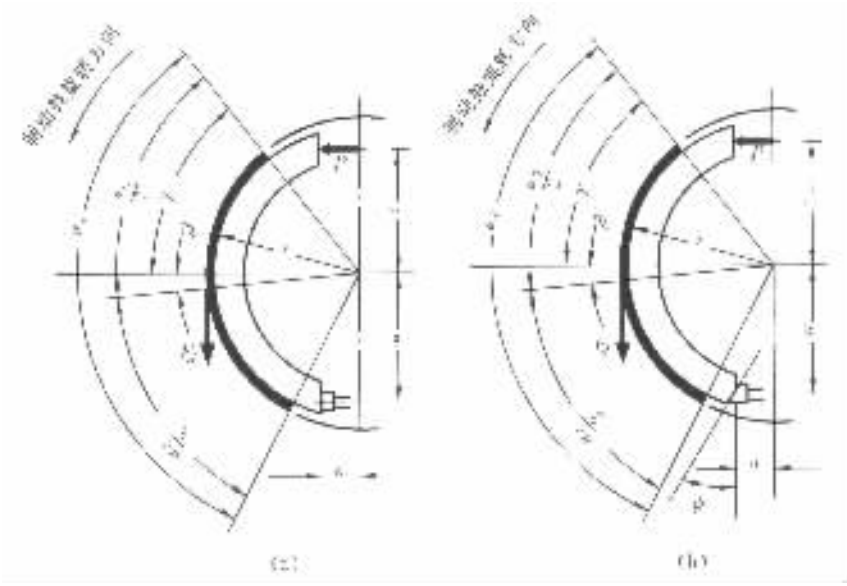


图 7－3－6 浮式蹄

(a)平行支座;(b)斜支座

单个斜支座浮式领蹄制动蹄因数 BF_{T3}

$$BF_{T3} = (fD + f^2E)/(F - fG + f^2H) \tag{7-3-4}$$

单个斜支座浮式从蹄制动蹄因数 BF_{T4}

$$BF_{T4} = (fD - f^2E)/(F + fG + f^2H) \tag{7-3-5}$$

上两式中

$$\left.\begin{aligned}
D &= [c/r + a/r + f'_s(o/r)]\cos\beta + f'_s(c/r)\sin\beta \\
E &= f'_s\left(\frac{c}{r}\right)\cos\beta - [c/r + a/r + f'_s(o/r)]\sin\beta \\
F &= \frac{\alpha_0 + \sin\alpha_0}{4\sin\alpha_0/2}[a/r + f'_s(o/r)] \\
G &= \cos\beta + f'_s\sin\beta \\
H &= F - (f'_s\cos\beta - \sin\beta) \\
f'_s &= f_s + \tan\psi
\end{aligned}\right\} \tag{7-3-6}$$

f_s 为蹄片端部与支座面间摩擦系数,如为钢对钢则 $f_s = 0.2 \sim 0.3$。β 角正负号取值按下列规则确定:当 $\gamma > \alpha_0/2$,β 为正;$\gamma < \alpha_0/2$,β 为负。这样浮式领从蹄制动器因数为

$$BF = BF_{T3} + BF_{T4}$$

4. 浮式双领蹄(斜支座面)制动器

$$BF = 2BF_{T3}$$

BF_{T3} 可按式(7－3－4)计算

5. 浮式双增力蹄制动器

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

浮式双增力蹄，其结构布置为：支座面都不倾斜，属平行支座，即 $\psi = 0°$。见图 7－3－7。此时，$f'_s = f_s$。其制动器因数为

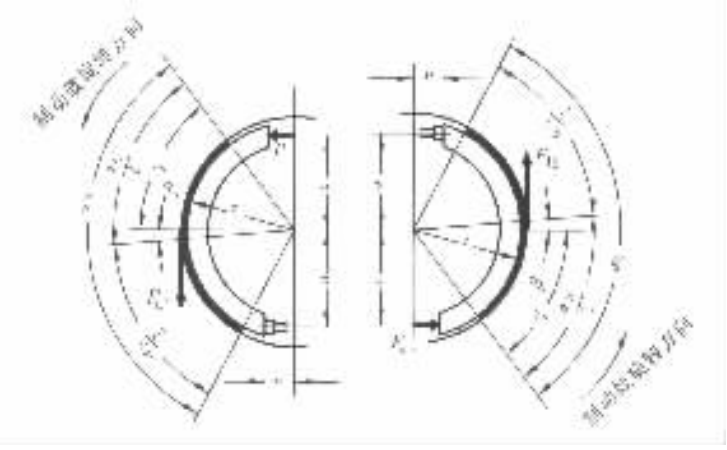


图 7－3－7　浮式双增力蹄

$$BF = BF_{T3} + BF_{T5}$$

BF_{T3}可按式(7－3－4)计算，而

$$BF_{T5} = (fD + f^2E)(F - fG + f^2H)\left(\frac{c}{a} + BF_{T3} \cdot r/a\right) \tag{7-3-7}$$

上式中有关 D，E，F，G，H 各值可按式(7－3－6)计算，但 $f'_s = f_s$。

6. 支承销双增力蹄制动器

其结构图如图 7－3－8 所示。可以看出其第一蹄片相当于平行支座浮式蹄，第二蹄片为绕支承销转动的蹄。其总的制动器因数按照定义写成如下形式：

$$\begin{aligned} BF &= F_{d1}/P + F_{d2}/P \\ &= F_{d1}/P + (F_{d2}/F_{ax})(F_{ax}/P) \end{aligned}$$

按照上述分析，F_{d1}/P 可按式(7－3－4)计算，而 F_{d2}/F_{ax}可按式(7－3－2)计算，F_{ax}/P 可按下式计算

即

$$F_{ax}/P = c/a + (F_{d1}/P)(r/a)$$

7. 固定凸轮式(S 形凸轮)气制动器

固定凸轮式气制动器结构上属绕支承销式领－从蹄制动器，因其凸轮只能绕固定轴转动，作用于领蹄和从蹄上的张开力 P 不等，使得领蹄的效能有点下降，而从蹄的效能略有增加。这样，固定凸轮式气制动器的总的平均制动器因数可由下式来计算：

$$BF = \frac{4BF_{T1} \cdot BF_{T2}}{BF_{T1} + BF_{T2}}$$

式中的 BF_{T1}可由式(7－3－2)来计算，BF_{T2}可由式(7－3－3)来计算。

8. 楔式气制动器

楔式气制动器从结构原理上属浮式蹄。单气室楔式制动器可认为是浮式领从蹄制动器，双气室楔式制动器则是浮式双领蹄制动器，它们各自的制动器因数，可根据前面有关公式计算。

有关制动器摩擦力矩的计算，则可根据各制动器之制动器因数再按式(7－2－27)计算。

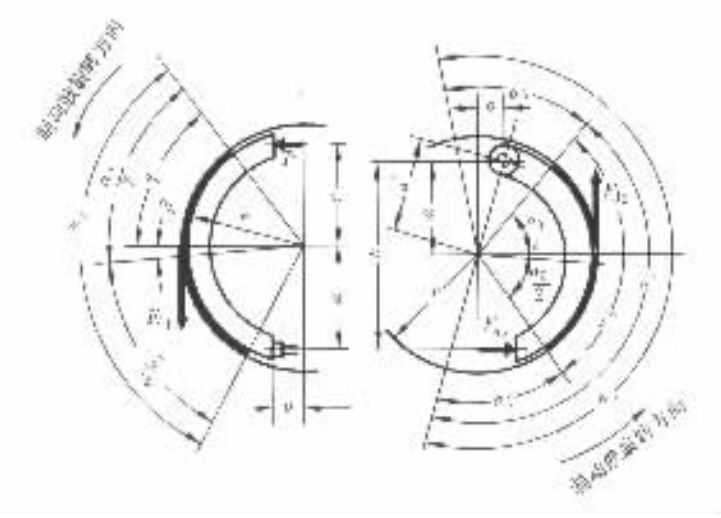


图 7－3－8 支承销式双增力蹄

第三节 制动蹄上的压力分布规律与制动力矩的简化计算

1. 沿蹄片长度方向的压力分布规律

用解析方法计算沿蹄片长度方向的压力分布规律比较困难，因为除了摩擦衬片有弹性容易变形外，制动鼓、制动蹄以及支承也都有弹性变形。通常在近似计算中只考虑衬片径向变形的影响，其他零件变形的影响较小，可以忽略不计。

制动蹄可设计成一个自由度和两个自由度的（见图 7－3－9）形式。

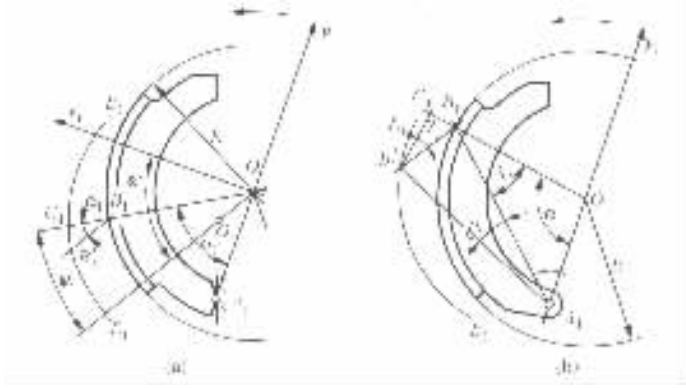


图 7－3－9 计算制动蹄摩擦衬片径向变形简图

(a)具有两个自由度的增势蹄；(b)具有一个自由度的增势蹄

首先计算有两个自由度的增势蹄摩擦衬片的径向变形规律。为此，取制动鼓中心 O 点为坐标原点，如图 7－3－9 所示，并让 y_1 坐标轴通过制动蹄的瞬时转动中心 A_1 点。

制动时，由于摩擦衬片变形，制动蹄在绕瞬时转动中心 A_1 转动的同时，还顺着摩擦力作用方向沿支承面移动。结果使制动蹄中心位于 O_1 点，因而可以想象未变形的摩擦衬片的表面轮廓（EE_1 线）就沿 OO_1 方向移入制动鼓体内。显然，衬片表面上所有点在这个方向上的变形

是相同的。例如，位于半径 OB_1 上的任意点 B_1 的变形就是 $B_1B'_1$ 线段。因此，对于该点的径向变形为

$$\delta_1 = B_1C_1 \approx B_1B'_1\cos\psi_1$$

由于

$$\psi_1 = (\varphi_1 + \alpha_1) - 90° \text{和} B_1B'_1 = OO_1 = \delta_{1\max}$$

于是得到增势蹄的径向变形 δ_1 和压力 q_1 为

$$\left.\begin{aligned}\delta_1 &\approx \delta_{1\max}\sin(\alpha_1 + \varphi_1)\\ q_1 &= q_{\max}\sin(\alpha_1 + \varphi_1)\end{aligned}\right\} \tag{7-3-8}$$

式中　α_1——任意半径 OB_1 和 y_1 轴之间的夹角；

φ_1——最大压力线 OO_1 与 x_1 轴之间的夹角；

ψ_1——半径 OB_1 和 OO_1 线之间的夹角。

下面再计算有一个自由度的增势蹄摩擦衬片的径向变形规律。此对摩擦衬片在张开力和摩擦力的作用下，绕支承销中心 A_1 转动 $\mathrm{d}\gamma$ 角（见图 7-3-9(b)）。摩擦衬片表面任意点 B_1 沿制动蹄转动的切线方向的变形即为线段 $B_1B'_1$，其径向变形分量是线段 $B_1B'_1$ 在半径 OB_1 延长线上的投影，即线段 B_1C_1。由于 $\mathrm{d}\gamma$ 角很小，可以认为 $\angle A_1B_1B'_1 = 90°$，则所求的摩擦衬片径向变形为

$$\delta_1 = B_1C_1 = B_1B'_1\sin\gamma = A_1B_1\sin\gamma\cdot\mathrm{d}\gamma$$

考虑到 $OA_1 \approx OB_1 = R$，则由等腰三角形 A_1OB_1 可知 $A_1B_1/\sin\alpha = R/\sin\gamma$，代入上式，得摩擦衬片的径向变形和压力分别为

$$\left.\begin{aligned}\delta_1 &= R\sin\alpha\,\mathrm{d}\gamma\\ q_1 &= q_{1\max}\sin\alpha\end{aligned}\right\} \tag{7-3-9}$$

综合上述可以认为：对于尚未磨合的新制动蹄衬片，沿其长度方向的压力分布符合正弦曲线规律，可用式(7-3-8)和式(7-3-9)计算。

沿摩擦衬片长度方向压力分布的不均匀程度，可用不均匀系数评价：

$$\Delta = q_{\max}/q_p$$

式中　$q_{\max}$——制动蹄衬片上的最大压力；

q_p——在同等制动力矩作用下，假想压力分布均匀时的压力。

2. 制动蹄片上的制动力矩

在计算鼓式制动器时，必须建立制动蹄对制动鼓的压紧力与所产生的制动力矩之间的关系。

为计算有一个自由度的制动蹄片上的力矩 T_{Tf_1}，在摩擦衬片表面上取一横向单元面积，并使其位于与 y_1 轴的交角为 α 处，单元面积为 $bR\mathrm{d}\alpha$，其中 b 为摩擦衬片宽度，R 为制动鼓半径，$\mathrm{d}\alpha$ 为单元面积的包角，如图 7-3-10 所示。

由制动鼓作用在摩擦衬片单元面积的法向力为：

$$\mathrm{d}N = qbR\mathrm{d}\alpha = q_{\max}bR\sin\alpha\,\mathrm{d}\alpha \tag{7-3-10}$$

而摩擦力 $f\mathrm{d}N$ 产生的制动力矩为

$$\mathrm{d}T_{\mathrm{Tf}} = \mathrm{d}NfR = q_{\max}bR^2f\sin\alpha\,\mathrm{d}\alpha$$

在由 α' 至 α'' 区段上积分上式，得

$$T_{\mathrm{Tf}} = q_{\max}bR^2f(\cos\alpha' - \cos\alpha'') \tag{7-3-11}$$

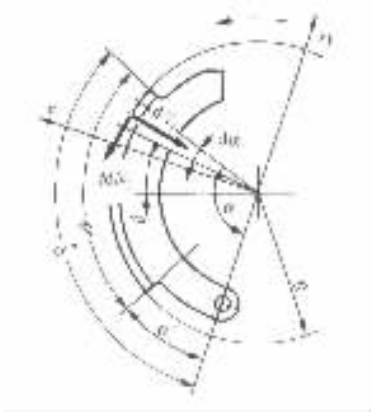


图 7－3－10 制动力矩的计算用简图

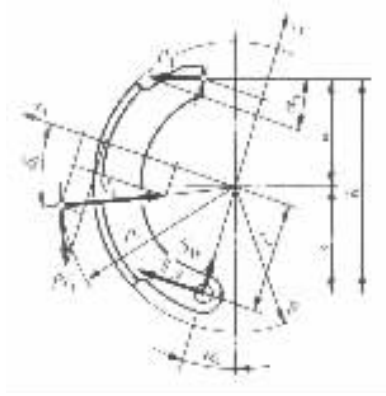


图 7－3－11 张开力计算用简图

当法向压力均匀分布时，

$$\left.\begin{aligned} dN &= q_p bR\,d\alpha \\ T_{Tf} &= q_p bR^2 f(\alpha'' - \alpha') \end{aligned}\right\} \tag{7-3-12}$$

由式(7－3－11)和式(7－3－212)可求出不均匀系数

$$\Delta = (\alpha'' - \alpha')/(\cos\alpha' - \cos\alpha'')$$

式(7－3－11)和式(7－3－12)给出的是由压力计算制动力矩的方法，但在实际计算中采用由张开力 P 计算制动力矩 T_{Tf_1} 的方法则更为方便。

增势蹄产生的制动力矩 T_{Tf_1} 可表达如下：

$$T_{Tf_1} = fN_1\rho_1 \tag{7-3-13}$$

式中 N_1——单元法向力的合力；

ρ_1——摩擦力 fN_1 的作用半径(见图 7－3－11)。

如果已知制动蹄的几何参数和法向压力的大小，便可用式(7－3－11)算出蹄的制动力矩。

为了求得力 N_1 与张开力 P_1 的关系式，写出制动蹄上力的平衡方程式：

$$\left.\begin{aligned} &P_1\cos\alpha_0 + S_{1x} - N_1(\cos\delta_1 + f\sin\delta_1) = 0 \\ &P_1 a - S_{1x}C' + f\rho_1 N_1 = 0 \end{aligned}\right\} \tag{7-3-14}$$

式中 δ_1——x_1 轴与力 N_1 的作用线之间的夹角；

S_{1x}——支承反力在 x_1 轴上的投影。

解式(7－3－14)，得

$$N_1 = hP_1/[c'(\cos\delta_1 + f\sin\delta_1) - f\rho_1] \tag{7-3-15}$$

对于增势蹄可用下式表示为

$$T_{Tf_1} = P_1 fh\rho_1/[c'(\cos\delta_1 + f\sin\delta_1) - f\rho_1] = P_1 B_1 \tag{7-3-16}$$

对于减势蹄可类似地表示为

$$T_{Tf_2} = P_2 fh\rho_2/[c'(\cos\delta_2 - f\sin\delta_2) + f\rho_2] = P_2 B_2 \tag{7-3-17}$$

为了确定 ρ_1，ρ_2 及 δ_1，δ_2，必须求出法向力 N 及其分量。如果将 dN(见图 7－3－10)看作是它投影在 x_1 轴和 y_1 轴上分量 dN_x 和 dN_y 的合力，则根据式(7－3－11)有：

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

$$N_x = \int_{\alpha'}^{\alpha''} dN\sin\alpha = q_{max} bR\int_{\alpha'}^{\alpha''} \sin^2\alpha\, d\alpha$$
$$= q_{max} bR(2\beta - \sin2\alpha'' + \sin2\alpha')/4 \quad (7-3-18)$$
$$N_y = \int_{\alpha'}^{\alpha''} dN\cos\alpha = q_{max} bR\int_{\alpha'}^{\alpha''} \sin\alpha\cos\alpha\, d\alpha$$
$$= q_{max} bR(\cos2\alpha' - \cos2\alpha'')/4 \quad (7-3-19)$$

因此

$$\delta = \arctan\left(\frac{N_y}{N_x}\right) = \arctan[(\cos2\alpha' - \cos2\alpha'')/(2\beta - \sin2\alpha'' + \sin2\alpha')]$$

式中　$\beta = \alpha'' - \alpha'$。

根据式(7－3－11)和式(7－3－13)，并考虑到

$$N_1 = \sqrt{N_x^2 + N_y^2}$$

则有

$$\rho = [4R(\cos\alpha' - \cos\alpha'')]/\sqrt{(\cos2\alpha' - \cos2\alpha'')^2 + (2\beta - \sin2\alpha'' + \sin2\alpha')^2}$$

如果顺着制动鼓旋转的制动蹄和逆着制动鼓旋转的制动蹄的 α' 和 α'' 角不同，显然两种蹄的 δ 和 ρ 值也不同。对具有两蹄的制动器来说，其制动鼓上的制动力矩等于两蹄摩擦力矩之和，即

$$T_f = T_{Tf_1} + T_{Tf_2} = P_1B_1 + P_2B_2$$

对于液压驱动的制动器来说，$P_1 = P_2$，所需的张开力为

$$P = T_f/(B_1 + B_2)$$

对于凸轮张开机构，其张开力可由前述作用在蹄上的力矩平衡条件得到的方程式求出：

$$P_1 = 0.5\ T_f/B_1$$
$$P_2 = 0.5\ T_f/B_2$$

计算蹄式制动器时，必须检查蹄有无自锁的可能，由式(7－3－16)得出自锁条件。当该式的分母等于零时，蹄自锁：

$$c'(\cos\delta_1 + f\sin\delta_1) - f\rho_1 = 0 \quad (7-3-20)$$

如果式

$$f < \frac{c'\cos\delta_1}{\rho_1 - c'\sin\delta_1} \quad (7-3-21)$$

成立，则不会自锁。

由式(7－3－11)和式(7－3－16)可求出领蹄表面的最大压力为

$$q_{max\,1} = \frac{P_1 h\rho_1}{bR^2(\cos\alpha' - \cos\alpha'')[c'(\cos\delta_1 + f\sin\delta_1) - f\rho_1]} \quad (7-3-22)$$

式中　$P_1, h, \rho_1, R, c', \delta_1$——见图 7－3－11；

α', α''——见图 7－3－10；

b——摩擦衬片宽度；

f——摩擦系数。

第四节　摩擦衬片(衬块)的磨损特性计算

摩擦衬片(衬块)的磨损，与摩擦副的材质、表面加工情况、温度、压力以及相对滑磨速度等

多种因素有关，因此在理论上要精确计算磨损性能是困难的。但试验表明，摩擦表面的温度、压力、摩擦系数和表面状态等是影响磨损的重要因素。

汽车的制动过程是将其机械能（动能、势能）的一部分转变为热量而耗散的过程。在制动强度很大的紧急制动过程中，制动器几乎承担了耗散汽车全部动力的任务。此时由于在短时间内热量来不及逸散到大气中，致使制动器温度升高。此即所谓制动器的能量负荷。能量负荷愈大，则衬片（衬块）的磨损愈严重。

制动器的能量负荷常以其比能量耗散率作为评价指标。比能量耗散率又称为单位功负荷或能量负荷，它表示单位摩擦面积在单位时间内耗散的能量，其单位为 W/mm^2。

双轴汽车的单个前轮制动器和单个后轮制动器的比能量耗散率分别为

$$\left.\begin{aligned} e_1 &= \frac{1}{2}\frac{\delta m_a(v_1^2 - v_2^2)}{2tA_1}\beta \\ e_2 &= \frac{1}{2}\frac{\delta m_a(v_1^2 - v_2^2)}{2tA_2}(1-\beta) \end{aligned}\right\} \tag{7-3-23}$$

$$t = \frac{v_1 - v_2}{j}$$

式中 δ——汽车回转质量换算系数；

m_a——汽车总质量；

v_1, v_2——汽车制动初速度与终速度，m/s；计算时轿车取 $v_1 = 100km/h$（27.8m/s）；总质量 3.5t 以下的货车取 $v_1 = 80km/h$（22.2m/s）；总质量 3.5t 以上的货车取 $v_1 = 65km/h$（18m/s）；

j——制动减速度，m/s^2，计算时取 $j = 0.6g$；

t——制动时间，s；

A_1, A_2——前、后制动器衬片（衬块）的摩擦面积；

β——制动力分配系数。

在紧急制动到 $v_2 = 0$ 时，并可近似地认为 $\delta = 1$，则有

$$\left.\begin{aligned} e_1 &= \frac{1}{2}\frac{m_a v_1^2}{2tA_1}\beta \\ e_2 &= \frac{1}{2}\frac{m_a v_1^2}{2tA_2}(1-\beta) \end{aligned}\right\} \tag{7-3-24}$$

鼓式制动器的比能量耗损率以不大于 $1.8W/mm^2$ 为宜，但当制动初速度 v_1 低于式（7－3－23）下面所规定的 v_1 值时，则允许略大于 $1.8W/mm^2$。轿车盘式制动器的比能量耗散率应不大于 $6.0W/mm^2$。比能量耗散率过高，不仅会加速制动衬片（衬块）的磨损，而且可能引起制动鼓或盘的龟裂。

磨损特性指标也可用衬片（衬块）的比摩擦力即单位摩擦面积的摩擦力来衡量。

单个车轮制动器的比摩擦力为

$$F_{f0} = \frac{T_f}{RA} \tag{7-3-25}$$

式中 T_f——单个制动器的制动力矩；

R——制动鼓半径（或制动盘有效半径）；

A——单个制动器的衬片（衬块）摩擦面积。

当制动减速度 $j = 0.6g$ 时，鼓式制动器的比摩擦力 F_{f0} 以不大于 $0.48N/mm^2$ 为宜。

亦可采用摩擦衬片与制动鼓间的平均压力 q_{ap} 作为衡量磨损的指标，即

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

$$q_p = \frac{N}{A} \leqslant [q_p] \tag{7-3-26}$$

式中　N——摩擦衬片与制动鼓间的法向力；

A——摩擦衬片的摩擦面积。

有些文献推荐取 $[q_p] = 2\text{MPa}$，当前由于磨损问题受到更大重视，可取 $[q_p] = 1.40 \sim 1.60\text{MPa}$（当摩擦系数 $f = 0.30 \sim 0.35$ 时），紧急制动时允许取 $[q_p] = 2 \sim 2.5\text{MPa}$。

磨损和热的性能指标也可用衬片在制动过程中由最高制动初速度至停车所完成的单位衬片（衬块）面积的滑磨功即比滑磨功 L_f 来衡量：

$$L_f = \frac{m_a v_{a\,max}^2}{2A_{\sum}} \leqslant [L_f] \tag{7-3-27}$$

式中　m_a——汽车总质量，kg；

$v_{a\,max}$——汽车最高车速，m/s；

$A_{\sum}$——车轮制动器各制动衬片（衬块）的总摩擦面积，cm^2；

$[L_f]$——许用滑磨功，对轿车取 $[L_f] = 1000 \sim 1500\text{J/cm}^2$；对客车和货车取 $[L_f] = 600 \sim 800\text{J/cm}^2$。

第五节　制动器的热容量和温升的核算

应核算制动器的热容量和温升是否满足如下条件：

$$(m_d c_d + m_h c_h)\Delta t \geqslant L \tag{7-3-28}$$

式中　m_d——各制动鼓（盘）的总质量；

m_h——与各制动鼓（盘）相连的受热金属件（如轮毂、轮辐、轮辋、制动钳体等）的总质量；

c_d——制动鼓（盘）材料的比热容，对铸铁 $c = 482\text{J/(kg·K)}$，对铝合金 $c = 880\text{j/(kg·K)}$；

c_h——与制动鼓（盘）相连的受热金属件的比热容；

Δt——制动鼓（盘）的温升（一次由 $v_a = 30\text{km/h}$ 到完全停车的强烈制动，温升不应超过 15℃）；

L——满载汽车制动时由动能转变的热能，因制动过程迅速，可以认为制动产生的热能全部为前、后制动器所吸收，并按前、后轴制动力的分配比率分配给前、后制动器，即

$$\left.\begin{aligned} L_1 &= m_a \frac{v_a^2}{2}\beta \\ L_2 &= m_a \frac{v_a^2}{2}(1-\beta) \end{aligned}\right\} \tag{7-3-29}$$

式中　m_a——满载汽车总质量；

v_a——汽车制动时的初速度，可取 $v_a = v_{a\,max}$；

β——汽车制动器制动力分配系数。

第六节　盘式制动器制动力矩的计算

盘式制动器的计算用简图如图 7－3－12 所示，今假设衬块的摩擦表面与制动盘接触良

好，且各处的单位压力分布均匀，则盘式制动器的制动力矩为

$$T_f = 2fNR \tag{7-3-30}$$

式中 f——摩擦系数；

N——单侧制动块对制动盘的压紧力（见图 7－3－12）；

R——作用半径。

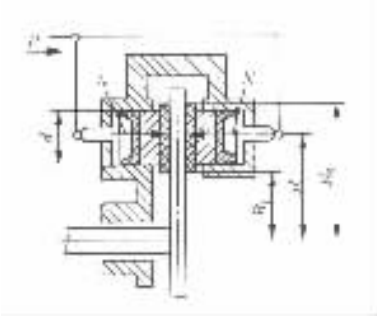


图 7－3－12 盘式制动器的计算用图

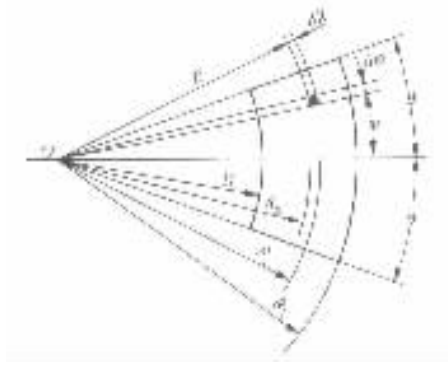


图 7－3－13 钳盘式制动器的作用半径计算用图

对于常见的扇形摩擦衬块，如果其径向尺寸不大，取 R 为平均半径 R_m 或有效半径 R_e 已足够精确。如图 7－3－13 所示，平均半径为

$$R_m = \frac{R_1 + R_2}{2}$$

式中 R_1，R_2——扇形摩擦衬块的内半径和外半径。

根据图 7－3－13，在任一单元面积 $R\ \mathrm{d}R\ \mathrm{d}\varphi$ 上的摩擦力对制动盘中心的力矩为 $fqR^2\mathrm{d}R\mathrm{d}\varphi$，式中 q 为衬块与制动盘之间的单位面积上的压力，则单侧制动块作用于制动盘上的制动力矩为

$$\frac{T_f}{2} = \int_{-\theta}^{\theta}\int_{R_1}^{R_2} fqR^2\mathrm{d}R\mathrm{d}\varphi = \frac{2}{3}fq(R_2^3 - R_1^3)\theta$$

单侧衬块给予制动盘的总摩擦力为

$$fN = \int_{-\theta}^{\theta}\int_{R_1}^{R_2} fqR\mathrm{d}R\mathrm{d}\varphi = fq(R_2^2 - R_1^2)\theta$$

得有效半径为

$$R_e = \frac{T_f}{2fN} = \frac{2}{3}\cdot\frac{(R_2^3 - R_1^3)}{(R_2^2 - R_1^2)} = \frac{4}{3}\left[1 - \frac{R_1R_2}{(R_1 + R_2)^2}\right]\left(\frac{R_1 + R_2}{2}\right)$$

令 $\frac{R_1}{R_2} = m$，则有

$$R_e = \frac{4}{3}\left[1 - \frac{m}{(1+m)^2}\right]R_m$$

因 $m = \frac{R_1}{R_2} < 1$，$\frac{m}{(1+m)^2} < \frac{1}{4}$，故 $R_e > R_m$。当 $R_1 \to R_2$，$m \to 1$，$R_e \to R_m$。但当 m 过小，即扇形的径向宽度过大，衬块摩擦表面在不同半径处的滑磨速度相差太大，磨损将不均匀，因而单位压力分布将不均匀，则上述计算方法失效。

机械学习网 www.bzfxw.com 免费下载

第七节　驻车制动计算

图 7－3－14 为汽车在上坡路上停驻时的受力情况，由此可得出汽车上坡停驻时的后轴车轮的附着力为：

$$Z_2\varphi = \frac{m_a g\varphi}{L}(L_1\cos\alpha + h_g\sin\alpha)$$

同样可求出汽车下坡停驻时的后轴车轮的附着力为：

$$Z'_2\varphi = \frac{m_a g\varphi}{L}(L_1\cos\alpha - h_g\sin\alpha)$$

根据后轴车轮附着力与制动力相等的条件可求得汽车在上坡路和下坡路上停驻时的坡度极限倾角 α，α'，即由

$$\frac{m_a g\varphi}{L}(L_1\cos\alpha + h_g\sin\alpha) = m_a g\sin\alpha$$

求得汽车在 E 坡时可能停驻的极限上坡路倾角为

$$\alpha = \arctan\frac{\varphi L_1}{L - \varphi h_g} \qquad (7-3-31)$$

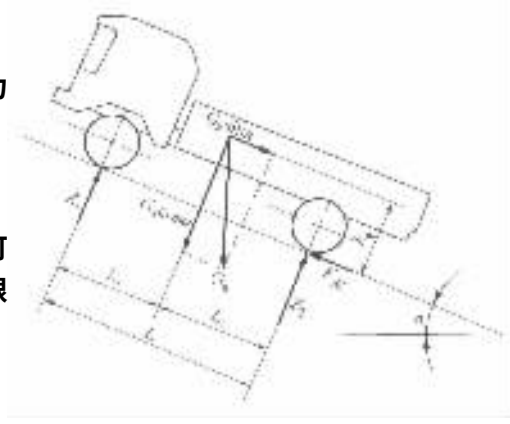


图 7－3－14　汽车在上坡路上停驻时的受力简图

汽车在下坡时可能停驻的极限下坡路倾角为。

$$\alpha' = \arctan\frac{\varphi L_1}{L + \varphi h_g} \qquad (7-3-32)$$

一般要求各类汽车的最大停驻坡度不应小于 16%～20%；汽车列车的最大停驻坡度约为 12% 左右。

为了使汽车能在接近于由上式确定的坡度为 α 的坡路上停驻，则应使后轴上的驻车制动力矩接近于由 α 所确定的极限值 $m_a g r_e \sin\alpha$（因 $\alpha > \alpha'$），并保证在下坡路上能停驻的坡度不小于法规规定值。

单个后轮驻车制动器的制动力矩上限为 $\frac{1}{2}m_a g r_e \sin\alpha$；中央驻车制动器的制动力矩上限为 $m_a g r_e \sin\alpha / i_0$，$i_0$ 为后驱动桥主减速比。

第八节　具有增势作用的全盘式制动器的计算

通常用于轿车和货车上的钳盘式制动器不具有增势作用，而全盘式制动器则设计成利用楔紧效应来提高制动器的效能。如图 7－3－15 所示，其增势作用是由滚珠－斜面型机构形成。其驱动力是直接压在制动盘上的力。在制动过程中，摩擦力通过滚珠－斜面机构的作用，使两个环形制动块产生相对转角而形成迫使二者分开的推力，于是引起法向力增大，从而产生增势作用。

一个环形制动块的摩擦力 F_d 由下式确定：

$$F_d = f\left[P + F_d\left(\frac{r_m}{r_h}\right)\right]\cot\delta$$

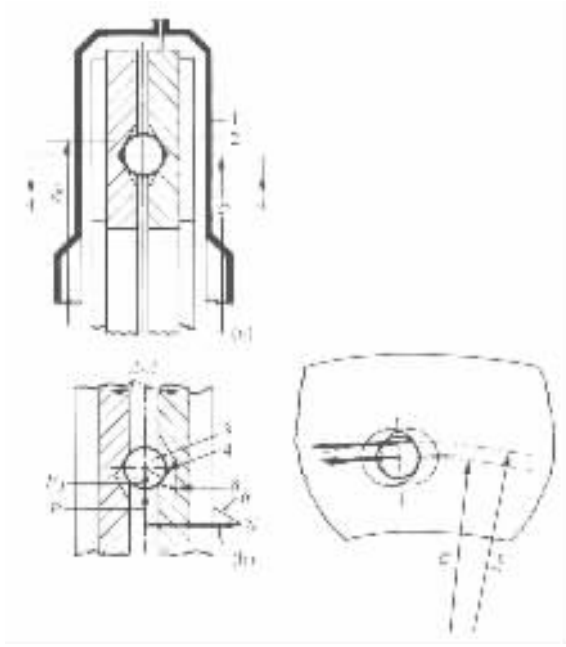


图 7－3－15 具有增势作用的全盘式制动器

(a)制动解除位置；(b)制动位置

1－制动盘；2－环形制动衬块；3－滚珠；4－斜面

$$\frac{F_d}{P}=\frac{f\dfrac{r_k}{r_m}}{\tan\delta\left(\dfrac{r_k}{r_m}\right)-f} \tag{7-3-33}$$

因制动器有两个摩擦面，故制动器因数为

$$BF=2\left(\frac{r_k}{r_m}\right)\frac{\dfrac{f}{f_\infty}}{1-\dfrac{f}{f_\infty}} \tag{7-3-34}$$

式中 r_k，r_m，δ——见图 7－3－15；

f——摩擦系数；

f_∞——自锁极限值：

$$f_\infty=\tan\delta\left(\frac{r_k}{r_m}\right)$$

制动器的敏感度：

$$S_B=\frac{d(BF)}{df}=\frac{2\cot\delta}{\left(1-\dfrac{f}{f_\infty}\right)^2} \tag{7-3-35}$$

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

第四章　制动器主要零件的结构设计

一、制动鼓

制动鼓应具有高的刚性和大的热容量，制动时其温升不应超过极限值。制动鼓的材料与摩擦衬片的材料相匹配，应能保证具有高的摩擦系数并使工作表面磨损均匀。

中型、重型货车和中型、大型客车多采用灰铸铁 HT200 或合金祷铁制造的制动鼓（图 7－4－1(a)）；轻型货车和一些轿车则采用由钢板冲压成形的辐板与铸铁鼓筒部分铸成一体的组合式制动鼓（图 7－4－1(b)）；带有灰铸铁内鼓筒的铸铝合金制动鼓（图 7－4－1(c)）在轿车上得到了日益广泛的应用。铸铁内鼓筒与铝合金制动鼓本体也是铸到一起的，这种内镶一层珠光体组织的灰铸铁作为工作表面，其耐磨性和散热性都很好，而且减小了质量。

制动鼓在工作载荷作用下会变形，致使蹄鼓间单位压力不均匀，且会损失少许踏板行程。鼓筒变形后的不圆柱度过大容易引起自锁或踏板振动。为防止这些现象需提高制动鼓的刚度。为此，沿鼓口的外缘铸有整圈的加强肋条，也有的加铸若干轴向肋条以提高其散热性能。

制动鼓相对于轮毂的对中如图 7－4－1 所示，是以直径为 d_c 的圆柱表面的配合来定位，并在两者装配紧固后精加工制动鼓内工作表面，以保证两者的轴线重合。两者装配后需进行动平衡。许用不平衡度对轿车为 15～20N·cm；对货车为 30～40N·cm。

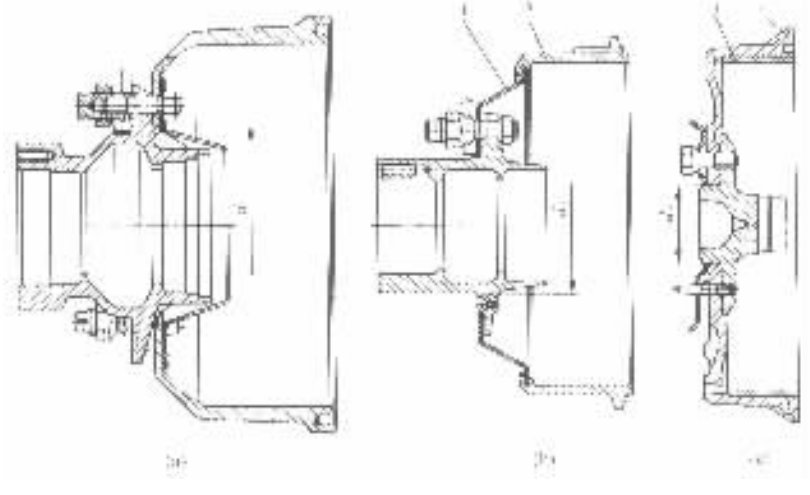


图 7－4－1　制动鼓

(a)铸造制动鼓；(b)，(c)组合式制动鼓

1－冲压成形辐板；2－铸铁鼓筒；3－灰铸铁内鼓筒；4－铸铝合金制动鼓

制动鼓壁厚的选取主要是从刚度和强度方面考虑。壁厚取大些也有助于增大热容量，但试验表明，壁厚从 11mm 增至 20mm，摩擦表面平均最高温度变化并不大。一般铸造制动鼓的壁厚：轿车为 7～12mm，中、重型货车为 13～18mm。制动鼓在闭口一侧可开小孔，用于检查制

动器间隙。

二、制动蹄

轿车和轻型、微型货车的制动蹄广泛采用T形型钢辗压或钢板冲压一焊接制成；大吨位货车的制动蹄则多用铸铁、铸钢或铸铝合金制成。制动蹄的断面形状和尺寸应保证其刚度好，但小型车钢板制的制动蹄腹板上有时开有一、两条径向槽，使蹄的弯曲刚度小些，以便使制动蹄摩擦衬片与鼓之间的接触压力均匀，因而使衬片磨损较为均匀，并减少制动时的尖叫声。重型汽车制动蹄的断面有工字形、山字形和II字形几种。制动蹄腹板和翼缘的厚度，轿车的约为3～5mm；货车的约为5～8mm。摩擦衬片的厚度，轿车多用4.5～5mm；货车多在8mm以上。衬片可以铆接或粘接在制动蹄上，粘接的允许其磨损厚度较大，但不易更换衬片；铆接的噪声较小

三、制动底板

制动底板是除制动鼓外制动器各零件的安装基体，应保证各安装零件相互间的正确位置。制动底板承受着制动器工作时的制动反力矩，故应有足够的刚度。为此，由钢板冲压成形的制动底板都具有凹凸起伏的形状。重型汽车则采用可锻铸铁KTH 370－12的制动底座以代替钢板冲压的制动底板。刚度不足会导致制动力矩减小，踏板行程加大，衬片磨损也不均匀。

四、支承

二自由度制动蹄的支承，结构简单，并能使制动蹄相对制动鼓自行定位。为了使具有支承销的一个自由度的制动蹄的工作表面与制动鼓的工作表面同轴心，应使支承位置可调。例如采用偏心支承销或偏心轮。支承销由45号钢制造并高频淬火。其支座为可锻铸铁（KTH 370－12）或球墨铸铁（QT 400－18）件。青铜偏心轮可保持制动蹄腹板上的支承孔的完好性并防止这些零件的腐蚀磨损。

具有长支承销的支承能可靠地保持制动蹄的正确安装位置，避免侧向偏摆。有时在制动底板上附加一压紧装置，使制动蹄中部靠向制动底板（剖面C—C），而在轮缸活塞顶块上或在张开机构调整推杆端部开槽供制动蹄腹板张开端插入，以保持制动蹄的正确位置。

五、制动轮缸

是液压制动系采用的活塞式制动蹄张开机构，其结构简单，在车轮制动器中布置方便。轮缸的缸体由灰铸铁HT250制成。其缸筒为通孔，需搪磨。活塞由铝合金制造。活塞外端压有钢制的开槽顶块，以支承插入槽中的制动蹄腹板端部或端部接头。轮缸的工作腔由装在活塞上的橡胶密封圈或靠在活塞内端面处的橡胶皮碗密封。多数制动轮缸有两个等直径活塞；少数有四个等直径活塞；双领蹄式制动器的两蹄则各用一个单活塞制动轮缸推动。

六、凸轮式张开机构

凸轮式张开机构的凸轮及其轴是由45号钢模锻成一体的毛坯制造，在机加工后经高频淬火处理。凸轮及其轴由可锻铸铁或球墨铸铁的支架支承，而支架则用螺栓或铆钉固定在制动底板上。为了提高机构的传动效率，制动时凸轮是经过滚轮推动制动蹄张开。滚轮由45号钢制造，高频淬火。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

七、杉楔块式张开机构

制动器的楔块式张开机构，其壳体由可锻铸铁 KTH370－12 或球墨铸铁 QT400－18 制成并与制动底座铸成一体，制动时制动气室膜片在气压作用下推动楔块进而经滚轮、柱塞等推动制动蹄使其张开。制动气室的壳体是由制动器外部以螺纹配合装到楔块张开机构的壳体上的。与凸轮式张开机构相比较，楔块式张开机构的结构较复杂、造价也较高，但它有一系列的优点。其质量较小、结构尺寸较紧凑，有更高的传动效率，操作时间较短。

图 7－4－2 为楔块式张开机构的工作过程和计算用图。在未制动的原始位置（图 7－4－2（a）），在制动蹄回位弹簧的作用下，柱塞 1 靠到壳体 3 的挡块 2 上。当制动开始起作用时，两个柱塞 1 同步地外移直至制动蹄压到制动鼓上。然后，在制动鼓所带动的制动蹄的推动下，该侧的柱塞又倒退至与挡块相靠而成为制动蹄的支点。另一侧的柱塞则对该侧制动蹄起着驱动的作用（图 7－4－2（b），（c））。

为了楔块式张开机构的计算，要首先确定张开力 P，然后选定楔块的顶角 α，预选 $\alpha \approx 12°$，在 12°的顶角下不会发生自锁。接着需预选需施加给楔块的轴向力 F_w（图 7－4－2（d））：

$$F_w = 2P\tan(\alpha/2) \tag{7-4-1}$$

根据选定的 F_w 力值来选择制动气室，再根据选定气室作用于其推杆上的实际的最大载荷，来最后确定楔块顶角 α 的值。楔块的轴向行程（移动量）s_w 与选用的柱塞行程 s_p 有关，即

$$s_w = s_p\cot(\alpha/2) \tag{7-4-2}$$

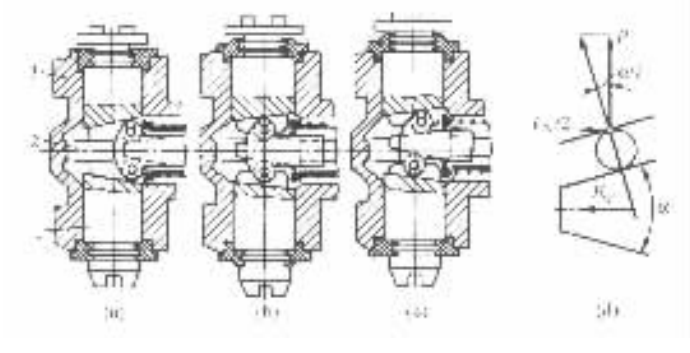


图 7－4－2　楔块式张开机构的工作过程和计算用图

（a）柱塞的原始位置；（b）当制动开始时两柱塞同步移动后的位置；

（c）制动时的工作位置；（d）计算用简图

八、制动盘

制动盘一般由珠光体灰铸铁制成，其结构形状有平板形和礼帽形两种。后一种的圆柱部分长度取决于布置尺寸。为了改善冷却，有的钳盘式制动器的制动盘铸成中间有径向通风槽的双层盘，可大大增加散热面积，但盘的整体厚度较大。

制动盘的工作表面应光滑平整。两侧表面不平行度不应大于 0.008mm，盘面摆差不应大于 0.1mm。

九、制动钳

制动钳由可锻铸铁 KTH370－12 或球墨铸铁 QT400－18 制造，也有用轻合金制造的，可做成整体的，也可做成两半并由螺栓连接。其外缘留有开口，以便不必拆下制动钳便可检查或更换制动块。制动钳体应有高的强度和刚度。一般多在钳体中加工出制动油缸，也有将单独制造的油缸装嵌入钳体中的。为了减少传给制动液的热量，多将杯形活塞的开口端顶靠制动块的背板。有的活塞的开口端部切成阶梯状，形成两个相对且在同一平面内的小半圆环形端面。活塞由铸铝合金或钢制造。为了提高耐磨损性能，活塞的工作表面进行镀铬处理。当制动钳体由铝合金制造时，减少传给制动液的热量成为必须解决的问题。为此，应减小活塞与制动块背板的接触面积，有时也可采用非金属活象。

十、制动块

制动块由背板和摩擦衬块构成，两者直接压嵌在一起。衬块多为扇面形，也有矩形、正方形或长圆形的。活塞应能压住尽量多的制动块面积，以免衬块发生卷角而引起尖叫声。制动块背板由钢板制成。许多盘式制动器装有衬块磨损达极限时的警报装置，以便及时更换摩擦衬片。

十一、摩擦材料

制动摩擦材料应具有高而稳定的摩擦系数，抗热衰退性能好，不能在温度升到某一数值后摩擦系数突然急剧下降；材料的耐磨性好，吸水率低，有较高的耐挤压和耐冲击性能；制动时不产生噪声和不良气味，应尽量采用少污染和对人体无害的摩擦材料。

目前在制动器中广泛采用着模压材料，它是以石棉纤维为主并与树脂粘结剂、调整摩擦性能的填充剂（由无机粉粒及橡胶、聚合树脂等配成）与噪声消除剂（主要成分为石墨）等混合后，在高温下模压成型的。模压材料的挠性较差，故应按衬片或衬块规格模压，其优点是可以选用各种不同的聚合树脂配料，使衬片或衬块具有不同的摩擦性能和其他性能。

另一种是编织材料，它是先用长纤维石棉与铜丝或锌丝的合丝编织成布，再浸以树脂粘合剂经干燥后辊压制成。其挠性好，剪切后可以直接铆到任何半径的制动蹄或制动带上。在 100℃～120℃温度下，它具有较高的摩擦系数（$f=0.4$ 以上），冲击强度比模压材料高 4～5 倍。但耐热性差，在 200℃～250℃以上即不能承受较高的单位压力，磨损加快。因此这种材料仅适用于中型以下汽车的鼓式制动器，尤其是带式中央制动器。

粉末冶金摩擦材料是以铜粉或铁粉为主要成分（占质量的 60%～80%），加上石墨、陶瓷粉等非金属粉末作为摩擦系数调整剂，用粉末冶金方法制成。其抗热衰退和抗水衰退性能好，但造价高，适用于高性能轿车和行驶条件恶劣的货车等制动器负荷重的汽车。

各种摩擦材料摩擦系数的稳定值约为 0.3～0.5，少数可达 0.7。设计计算制动器时一般取 0.3～0.35。选用摩擦材料时应注意，一般说来，摩擦系数愈高的材料其耐磨性愈差。

十二、制动器间隙的调整方法及相应机构

制动鼓（制动盘）与摩擦衬片（摩擦衬块）之间在未制动的状态下应有工作间隙，以保证制动鼓（制动盘）能自由转动。一般，鼓式制动器的设定间隙为 0.2～0.5mm；盘式制动器的为 0.1～0.3mm。此间隙的存在会导致踏板或手柄的行程损失，因而间隙量应尽量小。考虑到在制

机械学习网 www.jixie.com 免费下载

动过程中摩擦副可能产生机械变形和热变形，因此制动器在冷却状态下应有的间隙应通过试验来确定。另外，制动器在工作过程中会因为摩擦衬片（衬块）的磨损而加大，因此制动器必须设有间隙调整机构。

关于鼓式制动器工作间隙的调整，前面已有所提及，下面仅就一些常用调整方法及相应机构作一介绍。

(1)采用轮缸张开装置时的间隙调整方法

可采用不同方法及其相应机构调节制动鼓与摩擦衬片间的间隙。

第一种方法：借助于装在制动底板上的调整凸轮 3 和偏心支承销 4 用手调节制动蹄的原始安装位置以得到所要求的间隙。凸轮工作表面螺旋线的半径增量和支承销的偏心量应超过衬片的厚度。

第二种方法：借助于自动调整装置（图 7－4－3）使制动蹄定位于间隙量所要求的原始位置。图 7－4－3(a)是一种无级自动调节装置，该装置的套筒 2 装在制动蹄腹板 4 的孔中，它们之间的装配间隙应大于摩擦衬片的厚度，而固定于制动底板上的支柱 1 则以等于制动器在支柱位置同一水平处的工作间隙的间隙量芳 装在套筒中。为了自动调节装置的可靠工作，由该装置的限位摩擦垫片 3 作用于制动蹄腹板上的总的摩擦力应大于制动蹄的上回位弹簧引起的换算到自动调整装置中心处的弹力。

也可在制动轮缸上采取措施实现工作间隙的自动调整，如图 7－4－3(b)，(c)所示。此处是借助于弹性（支承）限位摩擦环 5 限制制动完后制动蹄的返程量。限位摩擦环 5 装在活塞 6 的沟槽中，它们之间留有轴向间隙 δ'，后者等于制动器在轮缸中心位置同一水平处的工作间隙。而限位摩擦环与轮缸缸体之间则是过盈配合。其过盈量应这样来选择，即限位摩擦环与缸体间的摩擦力明显地大于换算到轮缸中心处的回位弹簧的弹力，但比最大张开力要小得多。

采用这类间隙自动调节装置，不需人们去精细调整，只需进行一次完全制动即可自动地调整到设计间隙，且在行车过程中可随时补偿过量间隙。因此这种自动调整装置又称为一次调准式。但过量间隙的产生并非全由衬片或衬块磨损所致，也会由于制动器元件的变形尤其是热膨胀造成。由于一次调准式的对后一部分过量间隙也随时进行补偿，因而往往导致‘调整过量’而使冷却状态下的间隙过小。因鼓式制动器的热变形导致的过量间隙远较盘式的为大，故在采用一次调准式的自调装置时只得加大设定间隙量以留出足够的热膨胀量，这就加大了踏板行程损失。因此，当前的鼓式制动器已少采用一次调准式的而多用所谓阶跃式的自动调整装置。

图 7－4－4(a)为一种适用于双向增力式制动器的阶跃式自动调整装置，图(b)为其零件分解图。钢丝绳组件上端经连接环 1 固定于制动蹄支承销上，由钢丝绳操纵的调整杠杆 5 以其中部的弯舌支承于次蹄的腹板上，其另一弯舌嵌入调整螺钉 7 的星形轮的齿间。倒车制动时，调整杠杆 5 的支点随次蹄下移，而其下臂的弯舌则沿星形轮齿的齿廓上升。当过量间隙值累积到一定时，弯舌即嵌入星形轮的下一个齿间，并在解除制动过程中转动调整螺钉 7，从而恢复设定间隙。这类结构多设计成只在倒车制动时才起调整作用，以尽量避免制动鼓热膨胀的影响。

阶跃式自动调整装置必须在蹄鼓间的过量间隙达到一定值后方起调整作用，而不能随时微调以补偿随时产生的微小过量间隙。其所容许的过量间隙已考虑到热膨胀的影响，因此设定间隙可取小一些。但制动器装车后必须经过多次制动方可自动调整到设定间隙。为此，上述调整螺钉头部的星形轮可用于事先进行粗略的人工调整。

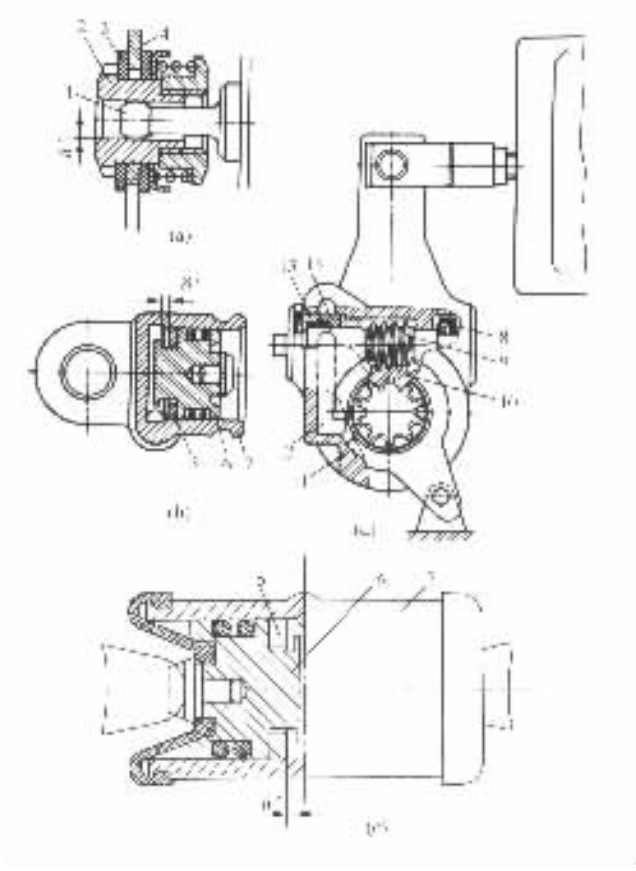


图 7－4－3 制动鼓与蹄间的工作间隙的自动调整装置

(a),(b),(c)无级的;(d)有级的或阶跃式的

1－固定于制动底板上的支柱;2－套筒;3－限位摩擦垫片;4－制动蹄腹板;

5－限位摩擦环;6－活塞;7－制动轮缸;8－碟形弹簧;9－蜗杆;10－蜗轮;

11－固定盘;12－齿条;13－外锥半联轴节;14－齿轮

(2)采用凸轮张开装置时的间隙调整方法

采用凸轮张开装置时,制动器的工作间隙调整可通过转动凸轮 2 相对于臂 4 的位置来实现,而臂 4 的位置则保持不变。凸轮位置的改变是靠装在臂上的蜗轮蜗杆副来实现。因此臂 4 又称为调整臂。

图 7－4－3(d)所示结构的臂可自动回正,且其回正量与所设定的制动器工作间隙成比例。制动时,以其齿伸入与固定盘 11 相连的切口处的齿条 12 转动齿轮 14 和外锥半联轴节 13。这时碟形弹簧 8 被压并使外锥半联轴节 13 不和内锥接触,后者与蜗杆 9 连成一体。在解除制动时齿条移动,这时与蜗杆 9 连成一体的内锥半联轴节在碟簧 8 的作用下与外锥半联轴节 13 相接合,使蜗杆 9 转一不大的角度,致使蜗轮 10 作相应转动,从而使凸轮作相应转动,导致制动器工作间隙的减小。

(3)采用楔块张开装置时的间隙调整方法

该结构的制动器工作间隙是借助于调整套筒 10、棘爪 8 和调整螺钉 9 进行自动调整。在套筒外表面上切有螺旋棘齿,而套筒的内孔则为螺孔。朝向套筒一侧的棘爪端面则做成与套

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

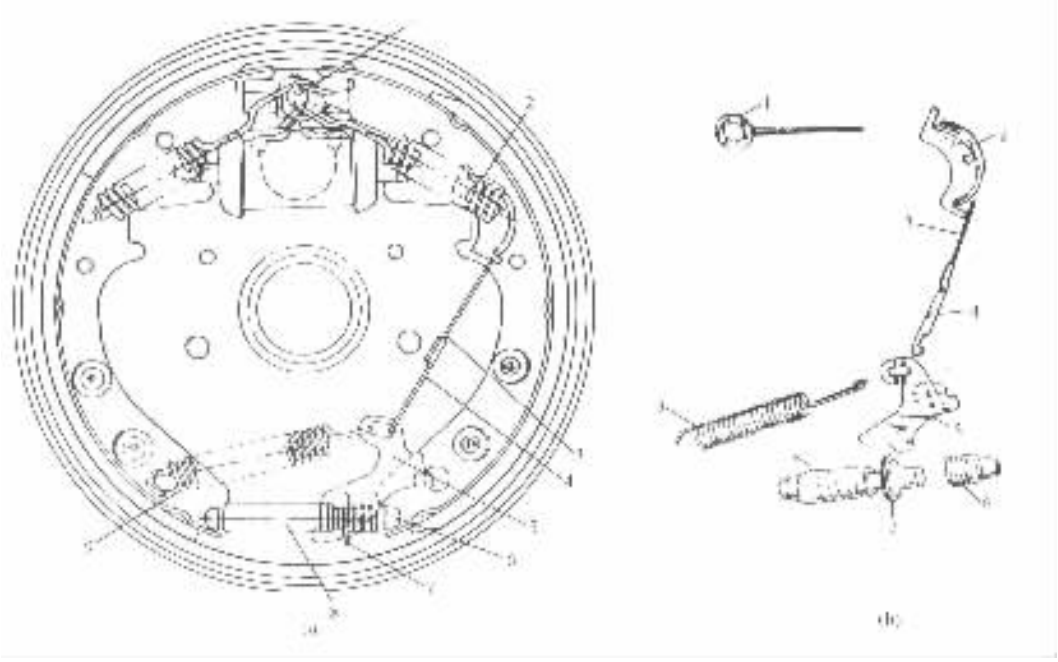


图 7－4－4　双向增力式制动器用的间隙自动调整装置

1－钢丝绳连接环；2－钢丝绳导向板；3－钢丝绳；4－钢丝绳钩；5－调整杠杆；6－调整顶杆帽；7－带星形轮的调整螺钉；8－调整顶杆体；9－调整杠杆回位弹簧

筒外表面的螺旋棘齿相配的齿槽。如果在制动时柱塞 6 的行程超过棘齿的轴向螺距，则棘爪移动一个齿。当套筒和柱塞返回原始位置时，棘爪和套筒的相互作用使套筒转动某一角度，从而使调整螺钉 9 旋出相应的距离。

第五章 制动驱动机构的结构型式选择及设计计算

第一节 制动驱动机构的结构型式选择

根据制动力源的不同，制动驱动机构可分为简单制动、动力制动和伺服制动三大类。

一、简单制动系

简单制动系即人力制动系，是靠司机作用于制动踏板上或手柄上的力作为制动力源。力的传递方式又有机械式和液压式两种。机械式靠杆系或钢丝绳传力，其结构简单，造价低廉，工作可靠，但机械效率低，故仅用于中、小型汽车的驻车制动装置中。液压式简单制动系通常简称为液压制动系，用于行车制动装置。其优点是作用滞后时间短（0.1～0.3s），工作压力高（可达 10～12MPa），轮缸尺寸小，可布置在制动器内部作为制动蹄张开机构或制动块压紧机构，使之结构简单、紧凑、质量小、造价低。但其有限的力传动比限制了它在汽车上的使用范围。另外，液压管路在过度受热时会形成气泡而影响传输，使制动效能降低甚至失效。液压式简单制动系曾广泛用于轿车、轻型及以下的货车及部分中型货车上。

二、动力制动系

动力制动系是以发动机动力形成的气压或液压势能作为汽车制动的全部力源进行制动，而司机作用于制动踏板或手柄上的力仅用于对制动回路中控制元件的操纵。在简单制动系中的踏板力与其行程间的反比例关系在动力制动系中便不复存在，因此，此处的踏板力较小且可有适当的踏板行程。

气压制动系是动力制动系最常见的型式，由于可获得较大的制动驱动力且主车与被拖的挂车以及汽车列车之间制动驱动系统的联接装置结构简单、联接和断开都很方便，因此广泛用于总质量为 8t 以上尤其是 15t 以上的载货汽车、越野汽车和客车上。但气压制动系必须采用空气压缩机、贮气罐、制动阀等装置，使结构复杂、笨重、轮廓尺寸大、造价高；管路中气压的产生和撤除均较慢，作用滞后时间较长（0.3～0.9s），因此在制动阀到制动气室和贮气罐的距离较远时有必要加设气动的第二级控制元件——继动阀（即加速阀）以及快放阀；管路工作压力较低（一般为 0.5～0.7MPa），因而制动气室的直径大，只能置于制动器之外，再通过杆件及凸轮或楔块驱动制动蹄，使非簧载质量增大；另外，制动气室排气时也有较大噪声。

图 7－5－1 为一例气压制动系的双回路示意图。由发动机驱动的空气压缩机将压缩空气经单向阀 3 充入湿贮气罐 5，后者用来将压缩空气冷却并进行油水分离，将清洁的压缩空气经单向阀 8 向前桥及后桥贮气罐充气，并经挂车制动阀 9 等向挂车贮气罐充气。放气阀 4 可供外界使用压缩空气。当湿贮气罐的气压达 0.833～0.882MPa 时，安全阀。7 应打开放气。前、后桥贮气罐分别与串列双腔气制动阀 16 相连接，以控制前、后轮的制动，并分别经管路与气压表 19 和调压阀 20 相连。双针气压表 19 的上、下指针分别表示前、后桥贮气罐气压。当气压

高等教育出版社版权所有 侵权必究 免费下载

达 0.784～0.813MPa 时，调压阀 20 中的阀门被打开使空气压缩机 1 顶部的卸荷阀 2 工作，不再向贮气罐充气。当气压降至 0.617～0.666MPa 时，调压阀 20 的阀门又关闭使空气压缩机又开始向贮气罐充气。当气压低于 0.45MPa 时，压力报警灯开关 12 触点闭合，接通电路，使报警灯亮，同时蜂鸣器发出音响信号。单向阀 3、8 可防止倒充气。

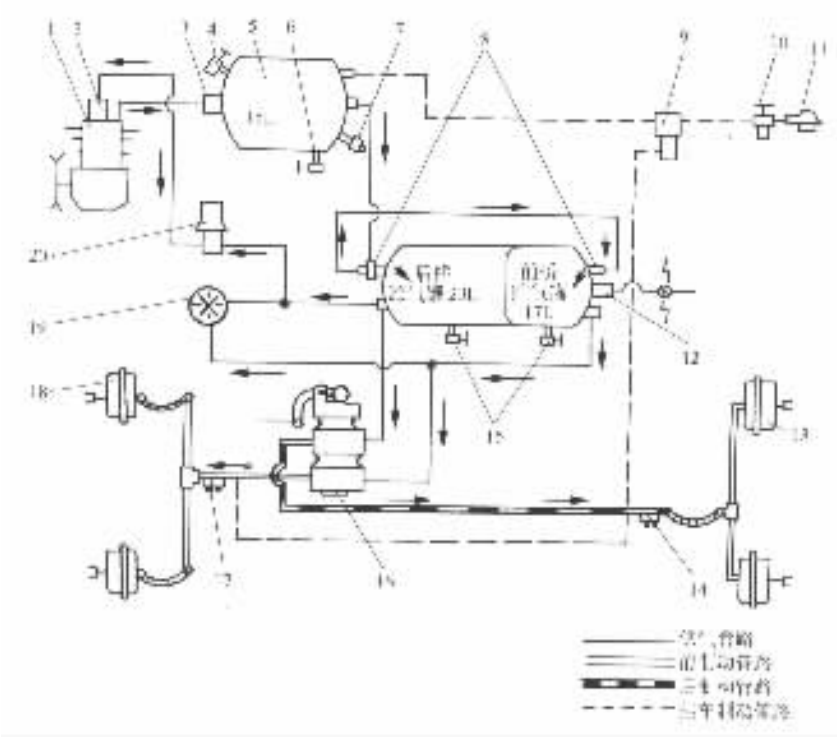


图 7－5－1　气压制动系的回路图(双回路)

1－双缸空气压缩机；2－卸荷阀；3－单向阀；4－放气阀；5－湿贮气罐；6－油水放出阀；7－安全阀；8－单向阀；9－挂车制动阀；10－接通开关；11－连接器；12－压力报警开关；13－后轮制动气室；14－制动灯开关；15－油水放出阀；16－串列双腔气制动阀；17－制动灯开关；18－前轮制动气室；19－双针气压表；20－调压阀

气顶液式制动系是动力制动系的另一种型式，即利用气压系统作为普通的液压制动系统主缸的驱动力源的一种制动驱动机构。它兼有液压制动和气压制动的主要优点。由于气压系统的管路短，作用滞后时间也较短。显然，其结构复杂、质量大、造价高，故主要用于重型汽车上，一部分总质量为 9～11t 的中型汽车上也有采用。

图 7－5－2 为一例气顶液式制动系的回路图。

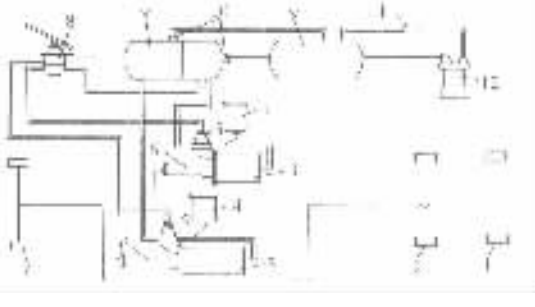


图 7－5－2　气顶液式制动系回路图

1－后桥轮缸；2－中桥轮缸；3－动力气室；4－贮液罐；5－气动控制阀；6－液压主缸；7－前桥轮缸；8－串列双腔制动阀；9－贮气罐；10－单向阀；11－调压器；12－压气机

全液压动力制动系是用发动机驱动油泵产生的液压作为制动力源。有开式(常流式)和闭式(常压式)两种。开式(常流式)系统在不制动时，制动液在无负荷状况下由油泵经制动阀到贮液罐不断地循环流动，制动时则借助于阀的

节流而产生所需的液压进入轮缸。闭式回路因平时保持着高液压，故又称常压式。它对制动操纵的反应比开式的快，但对回路的密封要求较高。在油泵出故障时，开式的将立即不起制动作用，而闭式的还有可能利用回路中的蓄能器的液压继续进行若干次制动。全液压动力制动系除具有一般液压制动系统的优点外，还具有操纵轻便、制动能力强、易于采用制动力调节装置和防滑移装置等优点。但结构复杂、精密件多，对系统的密封性要求也较高，故并未得到广泛应用，仅用于某些高级轿车和大型客车上。

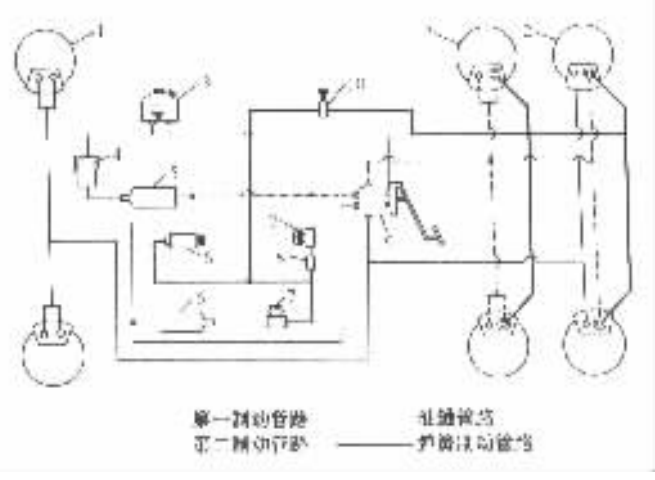


图 7－5－3 全液压动力制动系的回路图

1－前制动器；2－中、后桥制动器；3－贮液罐；4－油泵；5－蓄能器；6－双控制单向阀；7－蓄能器切断阀；8－单向阀；9－制动阀；10－驻车制动控制阀

图 7－5－3 为美国 Bendix 公司的闭式全液压动力制动系的回路图。由油泵 4 输出的液压先后输入以单向阀 8 相互串联的两个蓄能器 5，后者各为分立的前、后制动管路的压力源。蓄能器中压力约为 16MPa。并列双腔制动阀 9 在工作时输出的与踏板成比例的工作液压分别输至前桥和中、后桥制动器油缸。后制动钳中装有由液压控制的弹簧制动装置。在双控制单向阀 6 的作用下弹簧制动装置在任一蓄能器的压力降至一定值时均能自动进行应急制动，平时则可在驻车制动控制阀 10 的操纵下起驻车制动作用。

各种型式的动力制动系在其动力系统失效使回路中的气压或液压达不到正常压力时，制动作用即会全部丧失。

三、伺服制动系

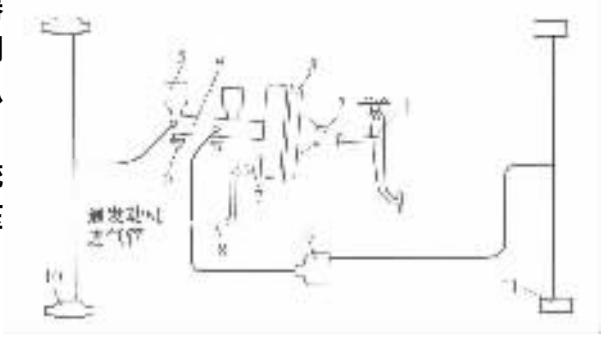


图 7－5－4 真空助力式（直动式）伺服制动系回路图

1－制动踏板；2－控制阀；3－真空伺服气室；4－制动主缸；5－贮液罐；6－制动信号灯液压开关；7－真空单向阀；8－真空管路；9－比例阀；10－前避式制动油缸；11－后鼓式制动轮缸

伺服制动系是在人力液压制动系中增加由其他能源提供的助力装置，使人力与动力并用。在正常情况下，其输出工作压力主要由动力伺服系统产生，而在伺服系统失效时，仍可全由人力驱动液压系统产生一定程度的制动力。因此，在中级以上的轿车及轻、中型客、货车上得到了广泛的应用。

按伺服系统能源的不同，又有真空伺服制动系、气压伺服制动系和液压伺服制动系之分。

真空伺服制动系是利用发动机进气管中节气门后的真空度（负压，一般可达 0.05～0.07MPa）作动力源。一般的柴油车若采用真空伺服制动系时则需有专门的真空源——由发动机驱动的真空泵或喷吸器。

气压伺服制动系是由发动机驱动的空气压缩机提供压缩空气作为动力源，伺服气压一般

可达 0.6 ~ 0.7MPa。故在输出力相等时，气压伺服气室直径比真空伺服气室直径小得多。且在双回路制动系中，如果伺服系统也是分立式的，则气压伺服比真空伺服更适宜，因为后者难于使各回路真空度均衡。但气压伺服系统的其他组成部分却较真空伺服系统复杂得多。

真空伺服制动系多用于总质量在 1.1 ~ 1.35t 以上的轿车及装载质量在 6t 以下的轻、中型载货汽车上；气压伺服制动系则广泛用于装载质量为 6 ~ 12t 的中、重型货车以及极少数高级轿车上，例如 Benz - 600。

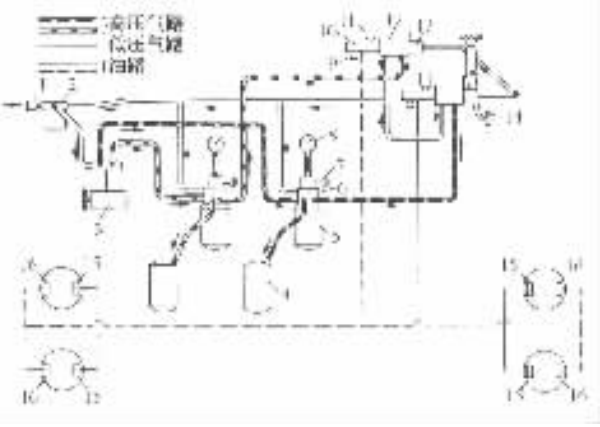


图 7 - 5 - 5　气压助力式（直动式）伺服制动系回路图

1 - 空气滤清器；2 - 带单向阀的防冻酒精杯；3 - 空气压缩机；4 - 副贮气罐；5 - 主贮气罐；6 - 调压器；7 - 气压警报灯开关；8 - 气压表；9 - 制动信号灯开关；10 - 制动主缸；11 - 贮液罐；12 - 气压伺服气室；13 - 控制阀；14 - 制动踏板；15、16 - 制动轮缸

液压伺服制动系一般是由发动机驱动高压油泵产生高压油液供伺服制动系和动力转向系共同使用。

按照助力特点，伺服制动系又可分教助力式和增压式两种。

助力式伺服制动系如图 7 - 5 - 4、图 7 - 5 - 5 所示，伺服气室位于制动踏板与制动主缸之间，其控制阀直接由踏板通过推杆操纵，因此又称为直动式伺服制动系。司机通过制动踏板直接控制伺服动力的助力大小，并与之共同推动主缸活塞，使主缸产生更高的液压通向盘式制动器的油缸和鼓式制动器的轮缸。由真空（或气压）伺服气室、制动主缸和控制阀组成的总成称为真空（或气压）助力器。

增压式伺服制动系的回路如图 7 - 5 - 6 及图 7 - 5 - 7 所示。由真空（气压）伺服气室、辅助缸和控制阀组成的真空（气压）伺服装置位于制动主缸与制动轮缸之间，司机通过制动踏板推动主缸活塞所产生的液压作用于辅助缸活塞上，同时也驱动控制阀使伺服气室工作，因此又称为远动式伺服制动系。伺服气室的推动力也作用于辅助缸活塞，使后者产生高于主缸压力的工作油液并输往制动轮缸，此即“增压式”名称的由来。而由真空（或气压）伺服气室、辅助缸和控制阀等组成的伺服装置则称为真空（或气压）增压器。回路中当通向前轮（或后轮）制动轮缸的管路发生泄漏故障时，则安全缸内的活塞将移位并堵死通往漏油管路的通道。当主缸输出油管发生泄漏故障时，增压式回路中的增压器便无法控制，而助力式的则较为简单可靠。在采用双回路系统时，助力式的除了可采用两个独立的助动器以进一步满足其特别高的安全要求外，一般只需采用一个带双腔主缸的助力器即可；而增压式的则必须有两个增压器使回路更加复杂，或者仍采用一个增压器，但在通往前、后轮缸的支管路中各装一个安全

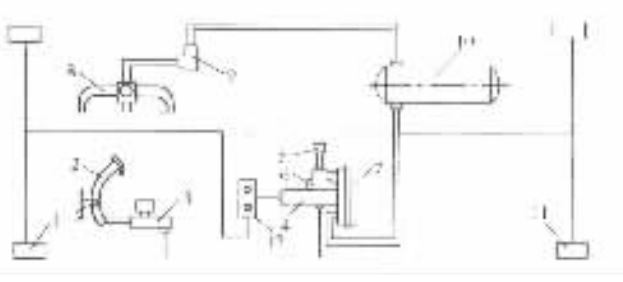


图 7 - 5 - 6　真空增压式（远动式）伺服制动系回路图

1 - 前轮缸；2 - 制动踏板；3 - 制动主缸；4 - 辅助缸；5 - 空气滤清器；6 - 控制阀；7 - 真空伺服气室；8 - 发动机进气管；9 - 真空单向阀；10 - 真空罐；11 - 后轮缸；12 - 安全缸

缸，使回路局部地前、后分路，如图 7－5－7 所示。欲将液压式简单制动系改造成伺服制动系，采用助力式的也比较简单，只需在踏板机构和主缸之间加进伺服气室和控制阀即可，当然还要有伺服系统的动力源。

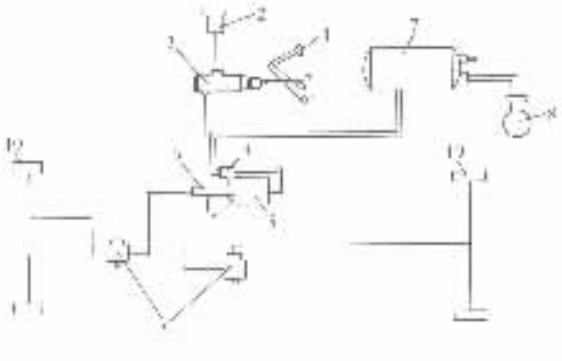


图 7－5－7 气压增压式（远动式）伺服制动系回路图

1－制动踏板；2－贮液罐；3－制动主缸；4－控制阀；5－气压伺服气室；6－辅助缸；7－贮气罐；8－空气压缩机；9－安全缸；10－制动轮缸

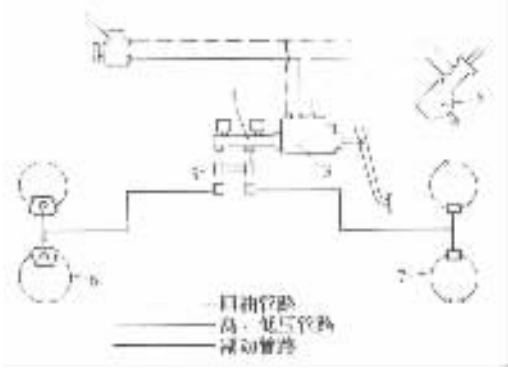


图 7－5－8 液压伺服制动系的回路图

1－油泵及贮油罐；2－动力转向器；3－伺服缸及控制阀；4－制动主缸；5－警报器开关；6－前制动器（盘式）；7－后制动器（鼓式）

图 7－5－8 是液压伺服制动系的回路图，该系统为开式（常流式）的。因系统中的液压可与动力转向系共用，故其液压伺服制动系统本身并不太复杂。

应指出，动力制动和伺服制动系统中的管路液压与踏板力之间并不存在固有的比例关系，为了使司机在制动时能直接感受到踏板力与制动强度间的比例关系，需要在制动阀或控制阀的设计中予以保证。

第二节 制动管路的多回路系统

为了提高制动驱动机构的工作可靠性，保证行车安全，制动驱动机构至少应有两套独立的系统，即应是双管路的。应将汽车的全部行车制动器的液压或气压管路分成两个或更多个相互独立的回路，以便当一个回路失效后，其他完好的回路仍能可靠地工作。

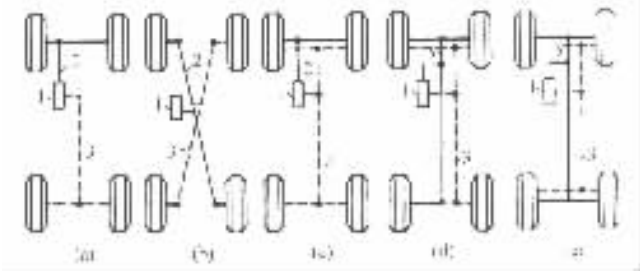


图 7－5－9 双轴汽车液压双回路系统的五种分路方案

1－双腔制动主缸；2－双回路系统的一个分路；3－双回路系统的另一分路

图 7－5－9 为双轴汽车的液压式制动驱动机构的双回路系统的五种分路方案图。选择分

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

路方案时主要是考虑其制动效能的损失程度、制动力的不对称情况和回路系统的复杂程度等。

图 7－5－9(a)为前、后轮制动管路各成独立的回路系统，即一轴对一轴的分路型式，简称Ⅱ型。其特点是管路布置最为简单，可与传统的单轮缸(或单制动气室)鼓式制动器相配合，成本较低。在各类汽车上都有采用，但在货车上用得最广泛。这一分路方案若后轮制动管路失效，则一旦前轮抱死就会失去转弯制动能力。对于前驱动的轿车，当前轮管路失效而仅由后轮制动时，制动效能将显著降低并小于正常情况下的一半，另外由于后桥负荷小于前轴，则过大的踏板力会使后轮抱死导致汽车甩尾。

图 7－5－9(b)为前、后轮制动管路呈对角连接的两个独立的回路系统，即前轴的一侧车轮制动器与后桥的对侧车轮制动器同属一个回路，称交叉型，简称 X 型。其特点是结构也很简单，一回路失效时仍能保持 50% 的制动效能，并且制动力的分配系数和同步附着系数没有变化，保证了制动时与整车负荷的适应性。此时前、后各有一侧车轮有制动作用使制动力不对称，导致前轮将朝制动起作用车轮的一侧绕主销转动，使汽车失去方向稳定性。所以具有这种分路方案的汽车，其主销偏移距应取负值(至 20mm)，这样，不平衡的制动力使车轮反向转动，改善了汽车的方向稳定性。

图 7－5－9(c)的每侧前制动器的半数轮缸与全部后制动器轮缸构成一个独立的回路；而两前制动器的另半数轮缸构成另一回路。可看成是一轴半对半个轴的分路型式，简称 HI 型。

图 7－5－9(d)的两个独立的回路分别为两侧前轮制动器的半数轮缸和一个后轮制动器所组成，即半个轴与一轮对另半个轴与另一轮的型式，简称 LL 型。

图 7－5－9(e)的两个独立的回路均由每个前、后制动器的半数缸所组成，即前、后半个轴对前、后半个轴的分路型式。简称 HH 型。这种型式的双回路系统的制动效能最好。

HI，LL，HH 型的结构均较复杂。LL 型与 HH 型在任一回路失效时，前、后制动力比值均与正常情况下相同，且剩余总制动力可达正常值的 50% 左右。HI 型单用回路 3(见图 7－5－9(c)，即一轴半)时剩除制动力较大，但此时与 I。L 型一样，在紧急制动时后轮极易先抱死。

第三节　液压制动驱动机构的设计计算

为了确定制动主缸和轮缸直径、制动踏板上的力、踏板行程、踏板机构传动比以及采用增压或助力装置的必要性，必须进行如下的设计计算。

一、制动轮缸直径与工作容积

制动轮缸对制动蹄或制动块的作用力 P 与轮缸直径 d_w 及制动轮缸中的液压 p 有如下关系：

$$d_w = 2\sqrt{\frac{P}{\pi p}} \tag{7-5-1}$$

式中　p——考虑制动力调节装置作用下的轮缸或管路液压，$p = 8 \sim 12\text{MPa}$。

制动管路液压在制动时一般不超过 10～12MPa，对盘式制动器可再高些。压力愈高轮缸直径就愈小，但对管路特别是制动软管及管接头则提出了更高的要求，对软管的耐压性、强度及接头的密封性的要求就更加严格。

轮缸直径应在标准规定的尺寸系列中选取，轮缸直径的尺寸系列为：19，22，24，25，28，30，32，35，38，40，45，50，55mm。

一个轮缸的工作容积：

$$V_w = \frac{\pi}{4}\sum_1^n d_w^2 \delta \tag{7-5-2}$$

式中 d_w——一个轮缸活塞的直径；

n——轮缸的活塞数目；

δ——一个轮缸活塞在完全制动时的行程：

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 + \delta_4$$

在初步设计时，对鼓式制动器可取 $\delta = 2 \sim 2.5$mm。

δ_1——消除制动蹄（制动块）与制动鼓（制动盘）间的间隙所需的轮缸活塞行程，对鼓式制动器 δ_1 约等于相应制动蹄中部与制动鼓之间的间隙的 2 倍；

δ_2——因摩擦衬片（衬块）变形而引起的轮缸活塞行程，可根据衬片（衬块）的厚度、材料弹性模量及单位压力计算；

δ_3，δ_4——鼓式制动器的蹄与鼓之变形而引起的轮缸活塞行程，试验确定。

全部轮缸的总工作容积

$$V = \sum_1^m V_w$$

式中 m——轮缸数目。

二、照制动主缸直径与工作容积

制动主缸应有的工作容积

$$V_m = V + V'$$

式中 V'——制动软管在液压下变形而引起的容积增量。

在初步设计时，考虑到软管变形，轿车制动主缸的工作容积可取为 $V_m = 1.1V$；货车取 $V_m = 1.3V$，式中 V 为全部轮缸的总工作容积。

主缸活塞直径 d_m 和活塞行程 s_m 可由下式确定：

$$V_m = \frac{\pi}{4} d_m^2 s_m \tag{7-5-3}$$

一般

$$s_m = (0.8 \sim 1.2)\, d_m$$

主缸的直径应符合系列尺寸，主缸直径的系列尺寸为：19，22，26，28，32，35，38，40，45mm。

三、制动踏板力与踏板行程

制动踏板力 F_p 可用下式验算：

$$F_p = \frac{\pi}{4} d_m^2 p \frac{1}{i_p} \cdot \frac{1}{\eta} \tag{7-5-4}$$

式中 d_m——主缸活塞直径；

p——制动管路的液压；

i_p——踏板机构传动比，$i_p = \frac{r_2}{r_1}$；

r_1，r_2——见图 7-5-10；

η——踏板机构及制动主缸的机械效率。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

可取 $\eta = 0.85 \sim 0.95$。

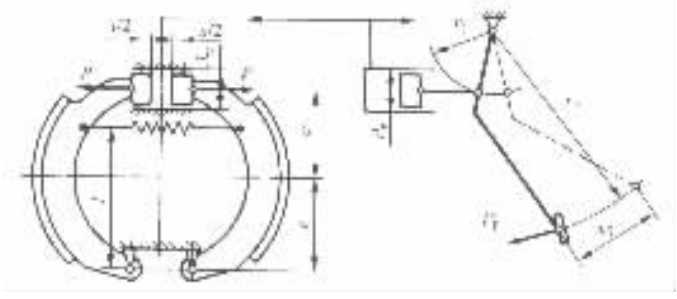


图 7－5－10　液压制动驱动机构的计算用简图

通常，汽车液压驱动机构制动轮缸缸径与制动主缸缸径之比 $d_w/d_m = 0.9 \sim 1.2$，当 d_m 较小时，其活塞行程 s_m 及相应的踏板行程 x_p 便要加大。

制动踏板的工作行程 x_p 为

$$x_p = i_p(s_m + \delta_{m1} + \delta_{m2}) \tag{7-5-5}$$

式中　δ_{m1}——主缸中推杆与活塞间的间隙；

δ_{m2}——主缸活塞空行程，即主缸活塞由不工作的极限位置到使其皮碗完全封堵主缸上的旁通孔所经过的行程。

在确定主缸容积时应考虑到制动器零件的弹性变形和热变形以及用于制动驱动系统信号指示的制动液体积，因此，制动踏板的全行程（至与地板相碰的行程）应大于正常工作行程的 40% ~ 60%，以便保证在制动管路中获得给定的压力。

踏板力 F_p 和踏板全行程分别不应超过 500 ~ 700N 和 150 ~ 170mm（小值用于轿车）。

为了避免空气进入制动管路，在主缸活塞回位弹簧（亦为回油阀弹簧）的计算中，应保证在踏板放开后，制动管路中仍能保持 0.05 ~ 0.14MPa 的残余液压。

四、制动主缸

在设计制动主缸时应考虑要否补偿孔和在放开制动踏板时主缸活塞原始位置的定位方法以及在制动管路中是否必须有或不准有残余压力。

图 7－5－11 给出的是双回路系统的双腔制动主缸。其中图（a）是由单腔制动主缸的常见结构发展过来的并以第二活塞 1 将主缸分成两腔。活塞的密封圈在与补偿孔 2 的棱缘摩擦中将迅速磨损，显著地降低了密封圈的有效工作寿命。图 7－5－11（c）的结构则无上述缺点，因为在该结构中位于密封圈 3 旁的油孔 5 既用作旁通孔又用作补偿孔。

主缸活塞原始位置的定位可采用不同的方法，例如：对第一活塞 4 的定位可采用支承垫圈 6，而对第二活塞 1 则用支承螺钉 7（见图 7－5－11（a））或用与第一活塞相连的杆 8（见图 7－5－11（b））。为了确保两活塞在松开踏板后能返回到原始位置，两活塞回位弹簧应具有不同的弹力，例如在图 7－5－11（b）的结构中弹簧 10 的弹力应大于弹簧 9 的。

在前盘式后鼓式的双回路制动系统中，由于盘式制动器制动块与制动盘之间的间隙较小且其油缸活塞的回位仅靠橡胶密封圈的弹力而无强力的回位弹簧，所以盘式制动器开始起制动作用与制动回路中压力开始升高几乎是同时发生，因此通往盘式制动器的管路应与双腔制动主缸装有较弱回位弹簧的那一工作腔相接。由于同样原因，在解除制动时，在通往盘式制动

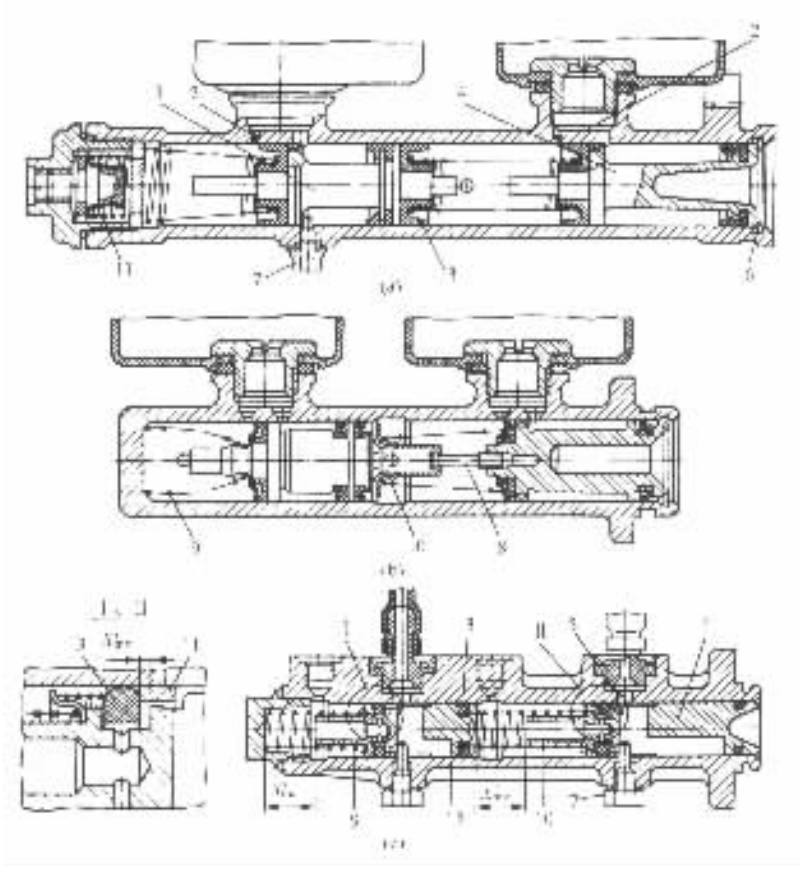


图 7－5－11 串列双腔制动主缸

1－第二活塞；2－补偿孔；3－密封圈；4－第一活塞；5－兼作旁通孔和补偿孔的油孔；6－支承垫圈；7－支承螺钉；8－连接杆；9－第二活塞回位弹簧；10－第一活塞回位弹簧；11－止回阀；12－缸体

器的管路中不允许有残余压力。而通往鼓式制动器的管路在放开制动踏板时必须保有残余压力，为此在与其相通的制动主缸工作腔的出口应装上止回阀。

制动主缸由灰铸铁制造，也可采用低碳钢冷挤成形；活塞可由灰铸铁、铝合金或中碳钢制造。

五、真空助力器

图 7－5－12 为液压制动的真空助力器结构图，它直接作用于制动主缸的推杆，并保证作用力同时作用于制动驱动机构的两个回路。带有橡胶膜片密封装置 2 的活塞 1 将助力缸分为两个腔。A 腔位于助力器与制动主缸相连接的一端，并经真空单向阀与发动机进气歧管常通，使该腔内保持一定的真空度。B 腔内的压力则由橡胶阀座 3、滑柱 4 与橡胶盘 5 等调节。图 7－5－12(b)—(d)。是工作过程简图。其中图 7－5－12(b)表示当放开制动踏板时，在回位弹簧的作用下滑柱 4 和橡胶阀座 3 保持在右边的位置，这时作为空气阀的滑柱 4 紧靠橡胶阀座 3，使 B 腔与大气相通的阀门关闭，而与 A 腔相接的真空通道 C 开启，使两腔连通。图 7－5－12(c)表示当踏板踩至某位置时，间隙 δ' 失，B 腔的真空通道 C 由作为真空阀的橡胶阀座 3 关闭，使 A、B 两腔隔绝，继续下踩踏板，使滑柱压紧橡胶反作用盘并使之压缩 δ''，滑柱 4 离开阀

座 3 即 B 腔的空气阀打开，大气进入 B 腔，推动活塞 1 并通过推杆 6 推动制动主缸活塞。图 7－5－12(d)表示滑柱 4 通过橡胶盘 5 施力于制动主缸活塞推杆 6 的同时，真空助力器的加力活塞 1 前移，通过橡胶盘 5 的周缘推动制动主缸活塞的推杆，增加对主缸活塞的推力。当橡胶盘 5 的周缘受压变形量达到 δ'' 时，空气阀关闭使 B 腔与大气隔绝，助力器达到新的平衡位置。由于橡胶盘表面各处压力相等，故加力活塞加大的推力与踏板施加于滑柱上的推力成正比，显然，当加力器失效时，仍可借脚踏力制动。

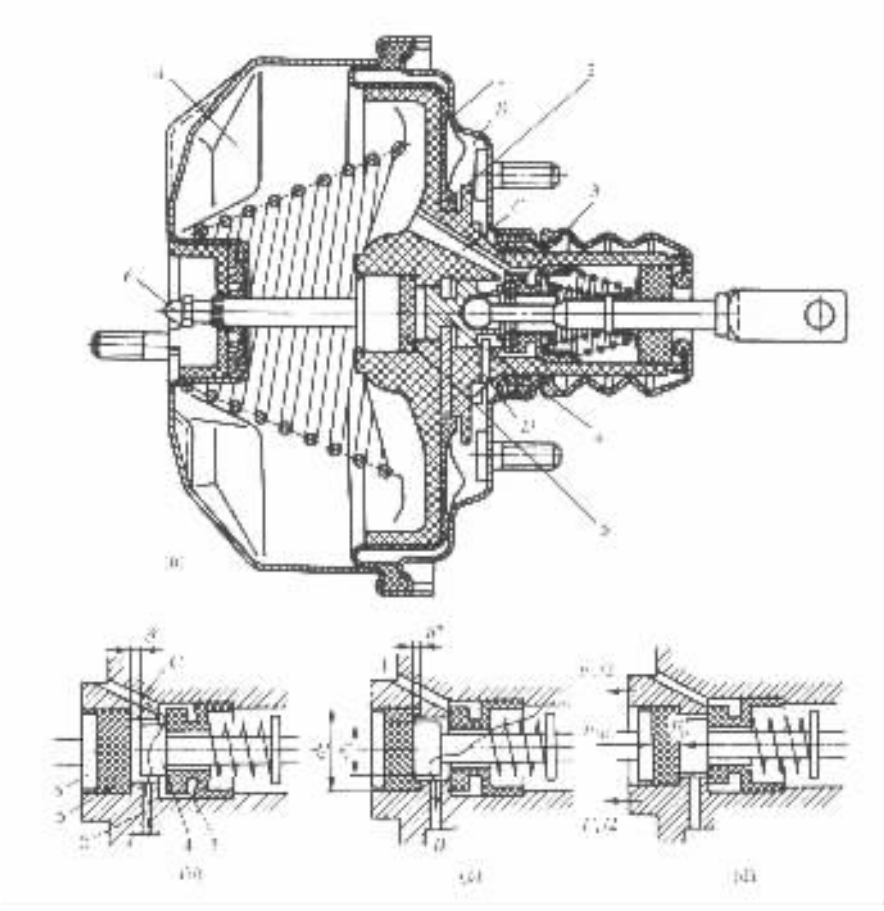


图 7－5－12　真空助力器

1－活塞；2－膜片；3－橡胶阀座；4－滑柱；5－橡胶反作用盘；6－制动主缸推杆头

由于橡胶盘的变形与压力成正比，故有

$$F_y/(d_2^2-d_1^2)=F'_p/d_1^2=F_{mc}/d_2^2$$

式中　F_y——空气压力作用于加力活塞时引起的轴向推力；

F_p'——制动踏板产生的轴向力；

F_{mc}——制动主缸推杆的反作用力。

由上式可得

$$F_y=F_p'[(d_2/d_1)^2-1]$$

即通过橡胶盘传递推力保证了由加力器增大的推力与制动踏板的作用力成正比，亦即具有力的随动作用。

六、真空增压器

图 7－5－13 为真空增压器的示意图。在图示的非工作状态下，大气阀 5 关闭而真空阀 6 开启，控制阀的 A、B 两腔和伺服气室 C、D 两腔均与真空源相通，并有与真空源处相同的真空度（具有负值的相对压力）p_b。实质上控制阀为一由液压控制的气继动阀。当踩下制动踏板时，由制动主缸输出的压力为 p_1 的制动液由入口 G 进入，通过辅助缸输出至轮缸。压力为 p_1 的制动液同时还作为控制压力作用在控制阀活塞 3 上。当控制压力 p_1 增大至一定值时，控制阀活塞上升使真空阀关闭而大气阀开启。大气由口 E 进入控制阀的 A 腔和伺服气室的 D 腔，使 A 腔和 D 腔的相对压力升至与 p_1 相应的一定值 p_a，大气阀则关闭而达到平衡状态。因 $p_b < p_a < 0$，使伺服气室 D，C 两腔的压力差形成推动推杆 11 的力，后者与由制动主缸输入的液压作用力共同作用在辅助缸活塞 1 上，从而使辅助缸的输出压力 $p_2 > p_1$。

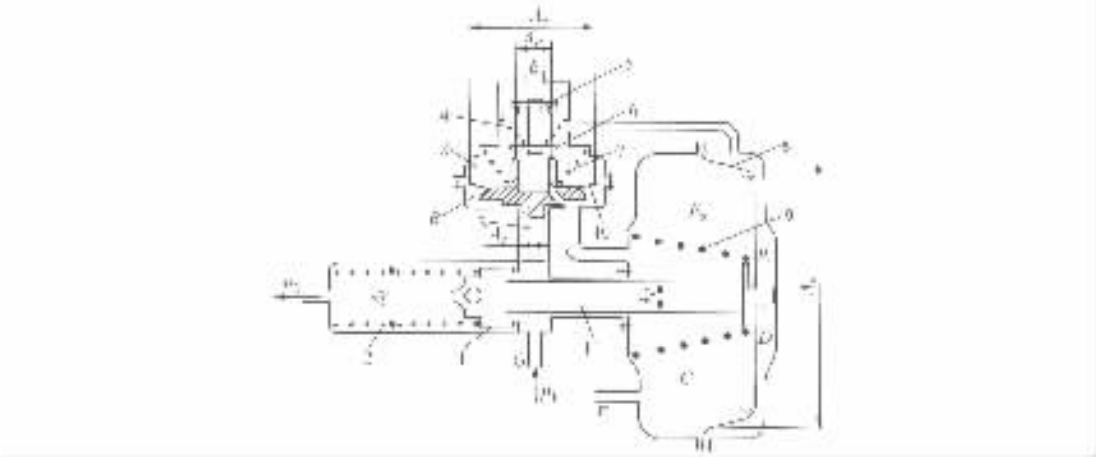


图 7－5－13 真空增压器示意图

1－辅助缸活塞；2－辅助缸活塞回位弹簧；3－控制阀活塞（带真空阀座）；4－阀门弹簧；5－大气阀；6－真空阀；7－控制阀膜片回位弹簧；8－伺服气室膜片；9－伺服气室膜片回位弹簧；10－控制阀膜片；11－推杆；A－控制阀高压腔；B－控制阀低压腔；C－伺服气室低压腔；D－伺服气室高压腔；E－通大气口；F－通真空源口；G－通制动主缸口。

根据控制阀膜片 10 的平衡得方程式

$$p_a(A_c - A_a) - p_b(A_c - A_e) + p_1 A_e - F_2 - F_3 = 0$$

根据辅助缸活塞 1 的平衡得方程式

$$p_1(A_f - A_d) + p_b(A_b - A_d) - p_a A_b - F_1 - F_4 - p_2 A_f = 0$$

式中 A_a——控制阀阀门面积；

A_b——伺服气室膜片有效面积；

A_c——控制阀膜片有效面积；

A_d——伺服气室推杆截面积；

A_e——控制阀活塞面积；

A_f——辅助缸活塞面积；

F_1——伺服气室弹簧 9 的作用力；

F_2，F_3——控制阀弹簧 4 与 7 的作用力；

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

F_4——辅助活塞回位弹簧 2 的作用力。

考虑到 A_e 相对于 A_c、A_d 相对于 A_b 是很小的量，可忽略不计，于是上述两式可简化为

$$p_a(A_c - A_a) - p_b A_c + p_1 A_c - F_2 - F_3 = 0 \tag{7-5-6}$$

$$p_1(A_f - A_d) + p_b A_b - p_a A_b - F_1 - F_4 - p_2 A_f = 0 \tag{7-5-7}$$

由以上两式消去 p_a，得真空增压器静特性的线性方程为

$$p_2 = \frac{(A_f - A_d)(A_c - A_a) + A_b A_e}{A_f(A_c - A_a)} p_1 - \frac{A_b(A_a p_b + F_2 + F_3)}{A_f(A_c - A_a)} - \frac{F_1 + F_4}{A_f} \tag{7-5-8}$$

用图线表达，如图 7－5－14 所示，为图中的直线 AB，其斜率为

$$m = \frac{(A_f - A_d)(A_c - A_a) + A_b A_e}{A_f(A_c - A_a)} \tag{7-5-9}$$

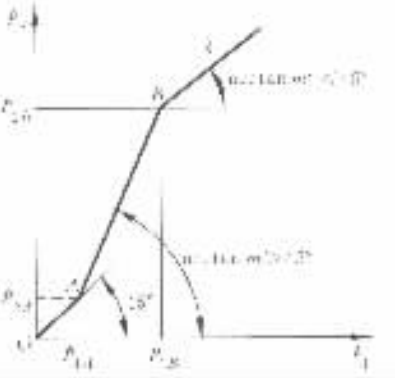


图 7－5－14　真空增压器的静特性

由图 7－5－14 可见，图中 OA 线的斜率为 1，它表明自踩下制动踏板使制动主缸开始建立液压 p_1 起到 $p_1 = p_{1A}$止的区段中，辅助缸活塞的阀孔尚未被推杆端头的球阀所关闭，伺服气室的推杆力尚未作用于辅助缸活塞上，故不起伺服作用，使输入压力 p_1 与输入液压 p_2 相等。当 $p_1 = p_{1A}$时，伺服气室膜片两侧气压作用力之差$(p_a - p_b)A_b$ 增大至超过膜片回位弹簧的预紧力，使弹簧压缩，致使推杆移至恰好将辅助缸活塞上的阀孔关闭，于是开始了伺服作用。A 点即为伺服作用起始点。

A 点的坐标可将 $p_1 = p_2$ 的条件代入式(7－5－8)求得

$$p_{1A} = p_{2A} = \frac{A_b(A_a p_b + F_2 + F_3) + (A_c - A_a)(F_1 + F_4)}{A_b A_e - A_d(A_c - A_a)} \tag{7-5-10}$$

为了克服鼓式制动器制动蹄回位弹簧预紧力之后继续拉伸弹簧以消除蹄与鼓间的间隙开始起制动作用，制动轮缸需有一定液压 p_s，设计时应使 $p_{1A} = p_{2A} = p$，以便在制动开始起作用的同时使伺服也开始起作用。一般取 $p_s = 0.4 \sim 0.6\text{MPa}$，也有取低到 0.2MPa 和高达 0.7MPa 的。

盘式制动器的制动块与制动盘之间的间隙很小，轮缸活塞的回位力也很小，$p_s \approx 0$，故 $p_{1A} = p_{2A}$应设计得尽可能小。

当伺服气室 D 腔的真空度降至$p_a = 0$ 时，即其绝对压力升至 1 大气压时，真空伺服作用达到极限，如图 7－5－14 中的特性线的转折点 B，此后输出气压 p_2 与输入气压 p_1 的关系为斜率较小的直线 BC，该直线的方程可将 $p_a = 0$ 代入式(7－5－7)求得

$$p_2 = \left(1 - \frac{A_d}{A_f}\right) p_1 + \frac{P_b A_b - F_1 - F_4}{A_f} \tag{7-5-11}$$

其斜率为

$$m' = 1 - \frac{A_d}{A_f} \tag{7-5-12}$$

由于 $A_d > 0$，故有

$$m' < 1$$

由式(7－5－8)及式(7－5－11)可求得伺服作用极限点 B 的坐标

$$\left.\begin{aligned} p_{1B} &= \frac{p_b A_c + F_2 + F_3}{A_e} \\ p_{2B} &= \frac{p_b A_c + F_2 + F_3}{A_e}\left(1 - \frac{A_d}{A_f}\right) + \frac{p_b A_b - F_1 - F_4}{A_f} \end{aligned}\right\} \tag{7-5-13}$$

控制阀的低压腔和伺服气室的低压腔中的真空度 p_b 在设计中可假定为一常量，通常可取为

$$p_b = k p_{b\,max}$$

式中：

$p_{b\,max}$——汽车发动机在各种工况下，进气管中或真空罐中的最大真空度，一般为 0.067～0.080MPa，用真空泵时偏近上限；

k——比例系数，可在 0.77～0.90 的范围内选取，有真空罐时偏上限。

第四节 气压制动驱动机构的设计计算

前面已讨论过动力制动系最常见的型式——气压制动系，这里再介绍一种有挂车制动驱动系的双回路气压制动驱动系统的简图，如图 7－5－15 所示，其中，空气压缩机以压力达 1.0MPa 的压缩空气向贮气罐充气。但由调压器调定的贮气罐压力，一般为 0.67～0.73MPa，而安全阀限定的贮气罐最高压力则为 0.9MPa 左右。为了在空气压缩机停止工作的时间内仍能保证制动气室、空气伺服气室、驻车制动操纵气缸以及汽车上的其他气动装置正常工作，在计算时可取工作气压为 0.6MPa，贮气罐也应有较大的容积储备。为了减小气压制动系统尤其是贮气罐的体积和质量，个别车型也有采用贮气罐压力达 1.8MPa、工作压力达 0.9MPa 的高压气制动系统的。

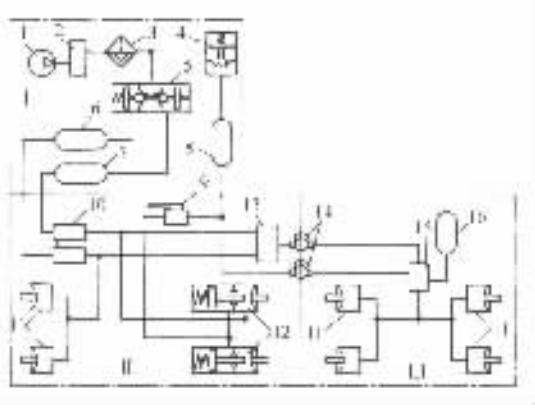


图 7－5－15 双回路气压制动驱动系统简图

1－空气压缩机；2－调压器；3－水及湿气分离器；4、5－管路保护阀；6、7、8、16－贮气罐；9－停车制动阀；10－双腔制动阀；11－制动气室；12－后轮弹簧蓄能制动气室；13－挂车制动控制阀；14－连接器；15－挂车空气分配器

汽车气压制动驱动系统有单回路、双回路及混合回路之分，后者仅用于汽车列车。这种混合回路要求牵引汽车有三条连接被拖挂列车的气压管路，以便供列车中的单回路列车和双回路列车之用。双回路系统虽然结构较复杂、造价也较高，但工作安全可靠、效能高、作用迅速，因此已得到最广泛的应用。

气压系统设计首先要解决好空气压缩机、贮气罐等压缩空气的供给装置与制动气室、空气伺服气室、驻车制动操纵气缸等气压使用装置间的合理匹配。为此，就要进行初步的设计计算。

一、制动气室

制动气室有膜片式和活塞式两种。膜片式的结构简单，对室壁的加工要求不高，无摩擦副，密封性较好，但所容许的行程较小，膜片寿命也不及活塞式的。活塞式制动气室的行程较

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

长，推力一定，但有摩擦损失。

制动气室输出的推杆推力 Q 应保证制动器制动蹄所需的张开力。例如，当采用非平衡式凸轮张开装置时，两蹄的张开力 P_1、P_2 与制动气室输出的推力 Q 之间的关系可由下式表示：

$$Q = \frac{a}{2h}(P_1 + P_2) \tag{7-5-14}$$

式中　$a/2$——P_1，P_2 对凸轮中心的力臂；

h——Q 力对凸轮轴轴线的力臂。

根据凸轮形状的不同，a 和 h 可能会随凸轮转角而变化。

为了输出推力 Q，则制动气室的工作面积应为

$$A = \frac{Q}{p} = \frac{a(P_1 + P_2)}{2hp} \tag{7-5-15}$$

式中　p——制动气室的工作压力。

对于活塞式制动气室：

$$A = \frac{\pi}{4}D^2$$

式中　D——活塞或气缸直径。

$$D = \sqrt{\frac{2a(P_1 + P_2)}{\pi hp}} \tag{7-5-16}$$

对于膜片式制动气室，膜片的有效承压面积可按下式近似地计算：

$$A = \frac{\pi}{12}(D^2 + dD + d^2) \tag{7-5-17}$$

式中　D——制动气室壳体在夹持膜片处的内径；

d——膜片夹盘直径。

若已知制动蹄端部行程及制动凸轮轮廓几何参数，便可求出制动时所需的凸轮转角，并据以求得尺寸 a 与 h，于是制动气室推杆行程为

$$l = \lambda \frac{2h}{a} \tag{7-5-18}$$

式中　λ——行程储备系数，其中还考虑了摩擦衬片容许磨损量的影响。对于在使用过程中推杆行程不变的刚性中间传动机构，取 $\lambda = 1.2 \sim 1.4$；对于带有摩擦副的中间传动机构，则取 $\lambda = 2.2 \sim 2.4$ 或更大些。

制动气室的工作容积 V_s 可按下式计算：

活塞式　$$V_s = A \cdot l = \frac{\pi}{4}D^2 l \tag{7-5-19}$$

膜片式　$$V_s = A \cdot 2l = \frac{\pi}{6}(D^2 + dD + d^2)l \tag{7-5-20}$$

膜片式的用两倍行程计算，是因为考虑到输入气压很高，膜片产生最大限度的变形，而压缩空气几乎充满制动气室的全部容积。

二、贮气罐

贮气罐由钢板焊成，内外涂以防锈漆，也有用玻璃钢制造的，其防腐蚀性很好。贮气罐的容积大小应适当，过大将使充气时间过长；过小将使每次制动后罐中压力降落太大，因而当空气压缩机停止工作时可能进行的有效制动次数太少。当汽车具有空气悬架、气动车门开闭机

构等大量消耗压缩空气的装置时，往往加装副贮气罐。主、副贮气罐间应有压力控制阀，使得只有在主贮气罐的气压高于 0.60～0.63MPa 左右时才向副贮气罐充气。主贮气罐的气压达到上述压力值时方可出车。贮气罐上装有安全阀，贮气罐底装有放水阀。

设贮气罐容积为 V_c，全部制动管路的总容积为 $\sum V_g$，各制动气室压力腔最大容积之和为 $\sum V_s$。通常 $\sum V_g$ 约为 $\sum V_s$ 的 25%～50%。

制动前贮气罐与制动管路、制动气室隔绝。制动气室压力腔的容积为零，管路中的绝对压力与大气压 p_o 相等。若此时贮气罐中的相对压力为 p_c，则制动前由贮气罐—制动管路—制动气室系统中空气的绝对压力与容积的乘积之总和为：

$$\sum pV = (p_c + p_o) V_c + p_o \sum V_g$$

完全制动时，贮气罐中的压缩空气经制动阀进入所有制动管路和各制动气室，直至管路和气室中的相对压力达到制动阀所控制的最大工作压力 p_{max} 后、再度将贮气罐与制动管路及制动气室隔绝为止。此时制动气室压力腔容积达到最大值 $\sum V_s$，同时贮气罐中的相对压力降至 p_c'。此时上述系统中的空气绝对压力与容积的乘积的总和为

$$(\sum pV)' = (p_c' + p_o) V_c + (\sum V_g + \sum V_s)(p_{max} + p_o)$$

设系统中空气的膨胀过程为等温过程，则

$$\sum pV = (\sum pV)'$$

即

$$(p_c + p_o) V_c + p_o \sum V_g = (p'_c + p_o) V_c + (\sum V_g + \sum V_s)(p_{max} + p_o)$$

所以在空气压缩机不工作时，进行一次完全制动后的贮气罐压力降为

$$\Delta p_c = p_c - p'_c = \frac{(\sum V_g + \sum V_s)(p_{max} + p_o) - p_o \sum V_g}{V_c} \tag{7-5-21}$$

相对于调压器调定的贮气罐气压的压力降 Δp_c 应不超过 0.03MPa。

设计时一般取贮气罐的总容积为

$$V_c = (20 \sim 40) \sum V_s \tag{7-5-22}$$

设计时还应考虑在空气压缩机停止工作的情况下，贮气罐中气压由最大压力降至最小安全压力前的连续制动次数以为

$$n = \frac{\lg\left(\frac{p_{c\,max}}{p_{c\,min}}\right)}{\lg\left(1 + \frac{\sum V_s + \sum Vg}{V_c}\right)} \tag{7-5-23}$$

式中 $p_{c\,max}$，$p_{c\,min}$——贮气罐内空气的最高绝对压力和最低绝对压力。

一般要求 $n = 8 \sim 12$ 次

贮气罐的直径远大于其壁厚，是一薄壁结构，应按薄壁圆筒对其壁厚进行强度计算。

如图 7－5－16 所示，在贮气罐壁上取一单元体，其左、右侧面作用着拉应力 σ_x，上、下侧面作用着环向拉应力 σ_y。单元体的外表面为自由表面，内面为圆筒内壁，作用着内压 p_c。根据材料力学的公式，可求出

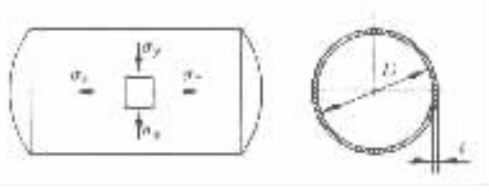


图 7－5－16 贮气罐强度计算简图

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

$$\sigma_x = \frac{p_c D}{4t}$$

$$\sigma_y = \frac{p_c D}{2t}$$

式中　p_c——贮气罐内的气压；

D——贮气罐圆筒部分内径；

t——贮气罐壁厚。

由于径向应力 σ_z 有从里面的 $-p_c$ 到外面的 0 的变化，在壁厚非常薄的情况下，σ_z 值与 σ_x、σ_y 值比较起来非常小，故可忽略不计，再者，由于容器的对称性，故单元体界面上也不应有剪切应力作用。这样，单元体的三个主应力为：

$$\sigma_1 = \sigma_y = \frac{p_c D}{2t}；\qquad \sigma_2 = \sigma_x = \frac{p_c D}{4t}；\qquad \sigma_3 = \sigma_z = 0$$

按第三强度理论的强度条件 $\sigma_{r3} = \sigma_1 - \sigma_3 \leqslant [\sigma]$ 有：

$$\frac{p_c D}{2t} - 0 \leqslant [\sigma]$$

$$\frac{p_c D}{2t} \leqslant [\sigma] \tag{7-5-24}$$

三、空气压缩机

空气压缩机的出气率应根据汽车各个气动装置耗气率的总和来确定。每次制动所消耗的压缩空气的容积 V_B 和压缩空气的质量 w_B 分别为

$$V_B = \sum V_s + \sum V_g$$

$$w_B = \frac{pV_B}{RT} \cdot \frac{1}{9.8} \qquad \text{kg}$$

式中　V_s——制动气室的工作容积，m^3；

V_g——制动管路的工作容积，m^3；

p——制动管路压力，Pa；

R——空气的气体常数，计算时可取为 29.27；

T——绝对温度，K；

$$T = 273 + t$$

t——周围大气温度，℃。

单位时间内因制动所消耗的压缩空气质量（耗气率）

$$W_B = w_B m$$

式中　m——单位时间内的制动次数，在市内取

$m = 0.8 \sim 1.4\ \text{min}^{-1}$，在效区公路上取 $m = 0.2 \sim 0.5\ \text{min}^{-1}$。

汽车的总耗气率

$$W_o = W_B + \sum W_f + W_L$$

式中　$\sum W_f$——汽车的各种气动装置（例如气喇叭、门窗启闭机构、离合器和差速锁操纵机构等）的耗气率的总和，kg/min；

W_L——单位时间内的容许漏气量，一般取 3×10^{-6}kg/min。

考虑到不可预计的压缩空气损失和空气压缩机停止工作的可能性，空气压缩机的出气率应为

$$W_k = (5 \sim 6) W_o$$

取空气密度为 1.3kg/m³，则按容积计算的空气压缩机出气率应为

$$V_k = (5 \sim 6) \frac{W_o}{1.3} \quad m^3/min \tag{7-5-25}$$

空气压缩机的出气率又可用下式表达：

$$V_k = \frac{\pi D^2 sni}{4} \eta_V \quad m^3/min \tag{7-5-26}$$

式中 D——空气压缩机的气缸直径，m；

s——空气压缩机的活塞行程，m；

n——空气压缩机的曲轴转速，r/min；

i——空气压缩机的气缸数；

η_V——容积效率，计算时可取 $\eta_V = 0.5 \sim 0.7$，η_V 是考虑到活塞至上止点时活塞顶与气缸盖之间的自由容积，以及空气在流入气缸过程中受热等等因素引起的出气量损失。

一般在设计时取 $s/D = 0.5 \sim 0.75$。

空气压缩机所需驱动功率

$$N = \frac{5.73 \times 10^{-8} p_1 [(\frac{p_2}{p_1})^{0.286} - 1] V_k}{\eta} \tag{7-5-27}$$

式中 p_1——进气压力，Pa；

p_2——压缩终了的压力，Pa；

η——空气压缩机的机械效率，约为 0.4～0.7；

V_k——空气压缩机的出气率，L/min。

四、制动阀与继动阀

制动阀与继动阀在汽车气压制动管路系统中均起着调压的作用，它们的基本功能是当输入气压一定时，使输出气压与其所受的控制信号强度成一定的比例关系。两者的区别仅在于制动阀所受的控制信号是经杠杆系统传来的踏板力和踏板位移，因而是一种直动式调压阀；而继动阀的控制信号则是制动阀的输出气压，因而是一种先导式调压阀。采用继动阀后可使距制动阀或其他控制阀很远的制动气室等气动元件的工作滞后时间缩短，故又可称为加速阀。

在气压制动管路系统中，制动阀置于贮气罐与制动气室之间并靠近制动踏板处，用于控制通向车轮制动器制动气室的压缩空气流量和压力，并起随动作用，即保证制动气室的气压与制动踏板力及踏板位移有一定比例关系。

图 7－5－17 为制动阀与继动阀的示意图。制动时，由踏板力 F_p 产生的力 Q 通过制动阀的推杆 1 作用于平衡弹簧 2 上，使膜片 3 及芯管 5 下移。芯管 5 先接触阀门 6，使通向前制动气室的出气口和通向继动阀Ⅱ的出气口与通大气的口 A 相隔绝，随即推动阀门 6 离座，使两个出气口与贮气罐连通。气压为 p_1 的压缩空气经阀门 6 节流，压力降为 p_2 并输至前制动气

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

室和继动阀。继动阀的膜片 8 在控制气压 p_2 的作用下连同其芯管 9 下移，推开阀门 10。使气压为 p_1 的压缩空气不经制动阀而直接输入继动阀，经阀门 10 节流，压力降为 p_3 而输送至后制动气室。两阀的输出气压 p_2 和 p_3 也分别作用在各自的膜片上。待 p_2 升至一定值（取决于 Q 力）时，制动阀膜片和阀门正好回升到平衡位置，则使制动阀输出气压 p_2 和继动阀输出气压 p_3 达到稳定值。

（1）制动阀的静特性分析

在平衡位置，由膜片和阀门的平衡条件有

$$p_2(A_m - A_f) + p_1 A_f - Q + F_1 + F_2 = 0$$

得

$$p_2 = \frac{Q}{A_m - A_f} - \frac{p_1 A_f}{A_m - A_f} - \frac{F_1 + F_2}{A_m - A_f} \tag{7-5-28}$$

式中　A_m，A_f——制动阀膜片和阀门的有效承压面积，见图 7－5－17；

F_1，F_2——弹簧 4 和 7 的作用力。

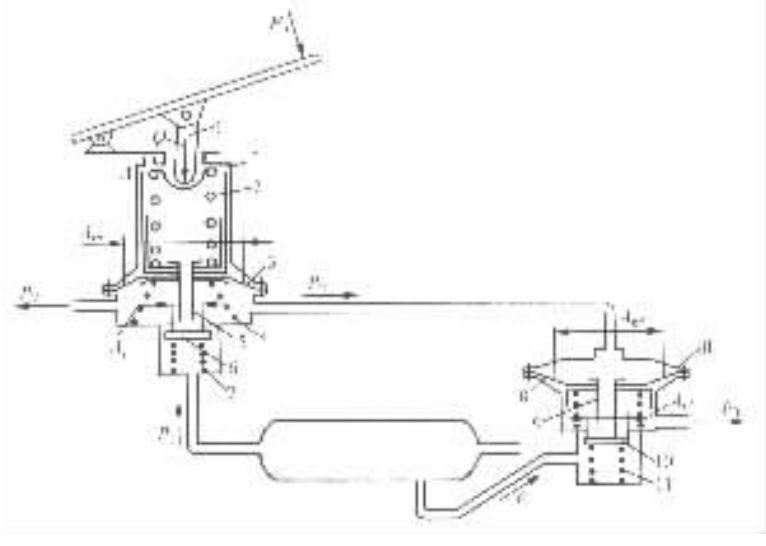


图 7－5－17　制动阀与继动阀的示意图

Ⅰ－制动阀；1－推杆；2－平衡弹簧；3－膜片；4－膜片回位弹簧；5－芯管；6－阀门；7－阀门弹簧；Ⅱ－继动阀；8－膜片；9－芯管；10－阀门；11－阀门弹簧

制动踏板力 F_p 造成的推杆力 Q 可表示为

$$Q = F_p i_p$$

式中　i_p——踏板机构的传动比。

令 $A_m/A_f = \lambda$，则式（7－5－28）又可表示为

$$p_2 = F_p \frac{i_p}{A_f(\lambda - 1)} - \frac{p_1}{(\lambda - 1)} - \frac{F_1 + F_2}{A_f(\lambda - 1)} = f_1(F_p) \tag{7-5-29}$$

上式即为图 7－5－17 所示结构型式的制动阀的静特性，如图 7－5－18 所示，它可表示为一直线（即直线 AB）。

制动阀特性线的斜率为

$$m=\frac{\mathrm{d}p_2}{\mathrm{d}F_p}=\frac{i_p}{A_f(\lambda-1)} \qquad (7-5-30)$$

制动阀作用起始点 A 所对应的踏板力 F_{pA} 可在 $p_2=0$ 的条件下求得：

$$F_{pA}=\frac{p_1A_f+F_1+F_2}{i_p} \qquad (7-5-31)$$

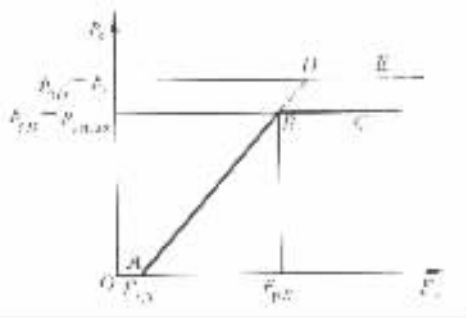


图 7-5-18 制动阀的静特性

若踏板行程不加限制，则制动阀的输出气压 p_2 将随 F_p 的增大而增至 $p_2=p_1$（图中 D 点）为止。此后若 F_p 继续增大 $p_2=p_1$ 将不变（图中 DE 线）。实际上制动管路中的气压 p_2 的最大值必须低于贮气罐中的气压 p_1，故特性线应在低于 p_1 的 B 点转折，因而整个制动阀静特性如折线 $OABC$ 所示。而 B 点的位置决定于 F_{pB}，此时平衡弹簧所受的压力 $Q_B=F_{pB}i_p$。可利用踏板机构的可调限位装置，将平衡弹簧的最大压缩量调到相应于 Q_B 的变形值，从而即使 F_p 继续加大，推杆 1 却不再继续下移，而使 $Q=Q_B$ 保持不变。

调压作用起始点 A 处的踏板力 F_{pA} 愈小，则低强度制动时的随动性能愈好。这可以通过减小 A_f，F_1 和 F_2 的值达到，但这些值太小又不利于阀门的密封。

制动阀特性线 AB 的斜率 m 应取决于踏板感的要求。由式 7-5-30 可知，i_p 愈大，A_f 与 λ 愈小，则 m 愈大而踏板感愈弱。

计算时可取 $p_{2B}=0.6\mathrm{MPa}$，$F_{pB}=300\sim500\mathrm{N}$。

踏板空行程不应超过 25mm，总位移应在 100mm 以内。克服制动阀回位弹簧和踏板回位弹簧的踏板力应不大于 43N。当制动阀输出气压达到 0.7MPa 或制动减速度达到 $6\mathrm{m/s^2}$ 时，踏板力不宜超过 290N。当双回路中有一个回路失效时，增加 50% 的踏板力是允许的，即达到 0.7MPa 制动气压时的踏板力为 430N 是可以接受的。

制动阀的典型结构如图 7-5-19、图 7-5-20 所示，前者为并列双腔制动阀，后者为串列双腔制动阀。

(2) 继动阀的静特性分析

根据图 7-5-17 所示的继动阀Ⅱ的膜片及阀门的平衡，可得

$$p_3=p_2\frac{A'_m}{A'_m-A'_f}-\frac{p_1A'_f}{A'_m-A'_f}-\frac{F_3}{A'_m-A'_f}$$

式中 A'_m，A'_f——继动阀膜片的有效面积和继动阀阀门的面积；

F_3——阀门弹簧的作用力。

令 $A'_m/A'_f=\lambda'$，则上式可改写为

$$p_3=p_2\frac{\lambda'}{\lambda'-1}-p_1\frac{1}{\lambda'-1}-\frac{F_3}{A'_f(\lambda'-1)}=f_2(p_2) \qquad (7-5-32)$$

上式即为继动阀的静特性线方程，如图 7-5-21 所示，其图象为一直线。其特性线 $A'B'$ 的斜率为

$$m'=\frac{\mathrm{d}p_3}{\mathrm{d}p_2}=\frac{\lambda'}{\lambda'-1}>1$$

继动阀调压作用起始点的控制压力

$$p_{2A'}=\frac{p_1}{\lambda'}+\frac{F_3}{A'_f\lambda'}$$

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

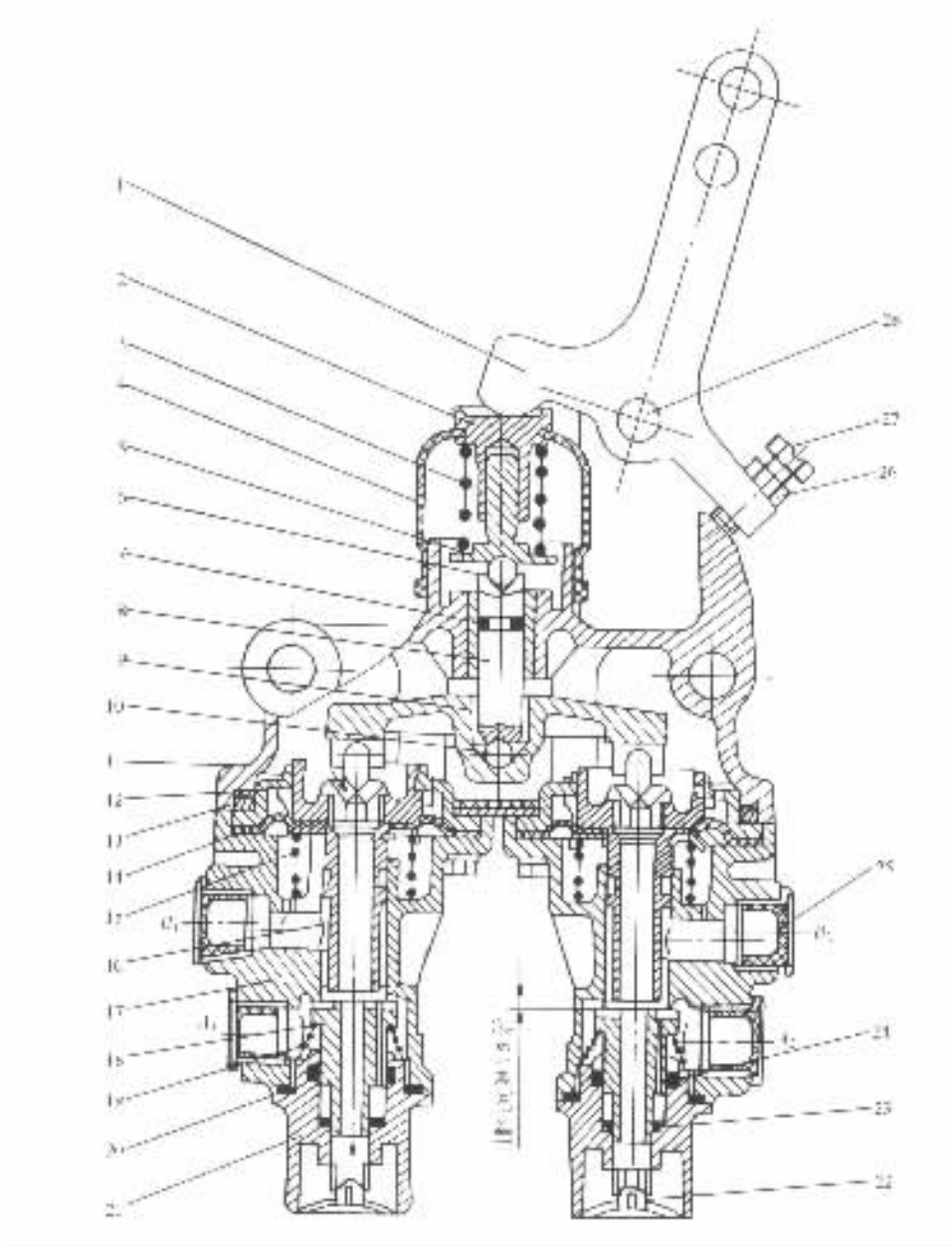


图 7－5－19　并列式双腔制动阀

1－拉臂；2－平衡弹簧上座；3－平衡弹簧；4－防尘罩；5－平衡弹簧下座；6，10－钢球；7，12，23，24－密封圈；8－推杆；9－平衡臂；11－上体；13－钢垫；14－膜片；15－膜片回位弹簧；16－芯管；17－下体；18－阀门；19－阀门回位弹簧；20－密封垫；21－阀门导向座；22－防尘堵片；25－防尘堵塞（运输及储存时用）；26－锁紧螺母；27－调整螺钉；28－拉臂轴；A_1，A_2－进气口，接前后贮气罐；B_1，B_2－出气口，接前后制动气室

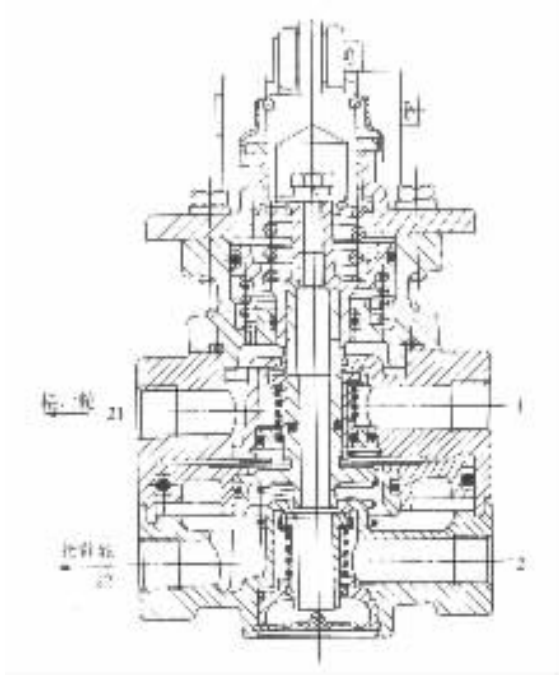


图 7－5－20 串列式双腔制动阀

11－Ⅰ回路进气口；12－Ⅱ回路进气口；21－Ⅰ回路出气口；22－Ⅱ回路出气口

特性线终点 B' 位置决定于制动阀所限定的 p_2 的极限值 $p_{2\max}$。相应的 $p_{3B'}=p_{3\max}$。

由于起始点控制压力 $p_{2A'}>0$，且 $m'>1$，因此特性线上必有一点 F'，其纵横两坐标相等，即

$$p_{2F'}=p_{3F'}=p_{F'}$$

而

$$p_{F'}=p_1+\frac{F_3}{A_f'}$$

当 $p_2<p_{F'}$ 时，$p_3<p_2$；当 $p_2>p_{F'}$ 时，$p_3>p_2$。

将式(7－5－29)代入式(7－5－32)，得 p_3 与 F_p 的关系式为

$$p_3=F_p\frac{i_p\lambda'}{A_f(\lambda-1)(\lambda'-1)}-p_1\frac{\lambda'+\lambda-1}{(\lambda-1)(\lambda'-1)}-\frac{(F_1+F_2)\lambda'}{A_f(\lambda-1)(\lambda'-1)}-\frac{F_3}{A_f'(\lambda'-1)}\qquad(7-5-33)$$

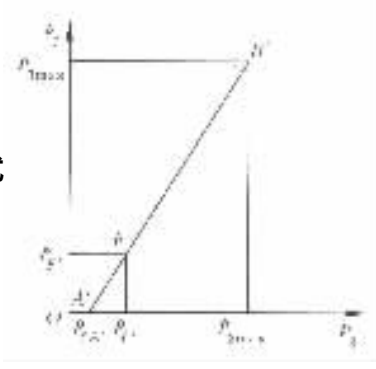


图 7－5－21 继动阀的静特性

上式 $p_3=f_3(F_p)$ 亦为线性的，其斜率为

$$m''=\frac{i_p\lambda'}{A_f(\lambda-1)(\lambda'-1)}>m=\frac{i_p}{A_f(\lambda-1)}$$

继动阀开始起作用时的踏板力 $F_{pA'}$ 为

$$F_{pA'}=p_1\frac{A_f(\lambda+\lambda'-1)}{i_p\lambda'}+\frac{F_1+F_2}{i_p}+\frac{A_f(\lambda-1)F_3}{A'_f i_p\lambda'}>F_{pA}$$

$p_3=f_3(F_p)$ 图线亦可按图 7－5－22 所示的图解法求得。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

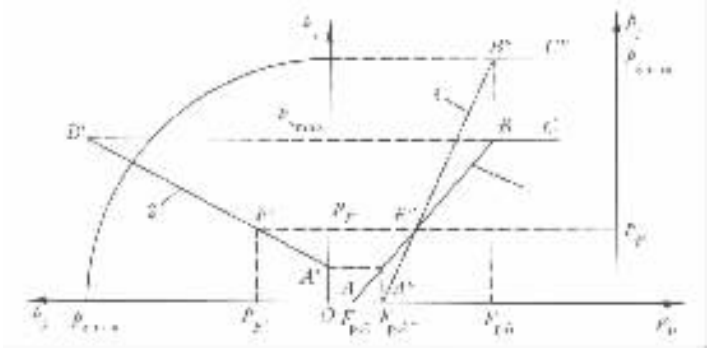


图 7－5－22　制动阀与继动阀特性组合图

1－$p_2=f_1(F_p)$ 2－$p_3=f_2(p_2)$ 3－$p_3=(F_p)$；

制动阀与继动阀作为调压阀均应有较好的调压特性，即在控制力 F_p 或控制气压 p_2（对继动阀）一定的情况下，输出气压相对于输入气压的变化率即 dp_2/dp_1 或 dp_3/dp_1 应较小。

由式（7－5－29）、式（7－5－32）和式（7－5－33），可得

$$\frac{dp_2}{dp_1}=-\frac{1}{\lambda-1} \qquad (F_p=\text{const})$$

$$\frac{dp_3}{dp_1}=-\frac{1}{\lambda'-1} \qquad (p_2=\text{const})$$

$$\frac{dp_3}{dp_1}=\frac{1-\lambda'-\lambda}{(\lambda-1)(\lambda'-1)} \qquad (F_p=\text{const})$$

由上式可见，当 p_1 减低时，p_2 或 p_3 反而增高，且 $\lambda=A_m/A_f$ 及 A_m'/A_f' 愈大，制动阀和继动阀的调压特性愈好。

第六章 制动力分配的调节装置

为了使汽车在不同的负载情况下，前、后车轮制动力的分配总能合乎或接近理想要求，即前后轴附着力同时被充分利用，以获得尽可能好的制动性能，特别是防止后轮抱死侧滑，在一些汽车的制动系中采用了各种各样的压力调节阀，来调整前、后轮制动器的输入液压或气压，以改变前后车轮的制动力分配。

本章前面已经讨论了制动力与制动力分配以及前、后轴车轮附着力同时被充分利用的条件，这里为了研究制动力分配调节装置的设计原理，再将制动力分配及理想的分配条件与前、后车轮制动器的输入液压或气压直接联系起来。

如果对汽车的空气阻力与滚动阻力忽略不计，则汽车在表面状态平整、均匀的良好路面上直线行驶时，地面对前、后轴车轮的法向反力 Z_1，Z_2 可求出，地面对前、后轴车轮作用的制动力 F_{B1}，F_{B2}使汽车产生减速度 $\mathrm{d}u/\mathrm{d}t$。以上两式又可改写为

$$\left.\begin{aligned} Z_1 &= m_a g[L_2 + (h_g j/g)]/L \\ Z_2 &= m_a g[L_1 - (h_g j/g)]/L \\ F_{B1} + F_{B2} &= m_a j \end{aligned}\right\} \tag{7-6-1}$$

式中 m_a——汽车质量；

L_1，L_2——汽车质心离前、后轴的距离；

h_g——汽车质心高度；

g——重力加速度；

j——汽车制动减速度；

L——汽车轴距。

汽车制动过程中，轮胎与地面的附着情况决定于制动力与其法向力之比，故理想的制动条件是

$$F_{B1}/Z_1 = F_{B2}/Z_2 = (F_{B1} + F_{B2})/m_a g = j/g = \varphi_0 \tag{7-6-2}$$

在上式成立的条件下，当汽车作紧急制动时，前、后轴车轮会同时抱死。φ_0 为同步附着系数。

如果式(7-6-2)不成立，则有

$$F_{B1}/Z_1 < F_{B2}/Z_2 \qquad \text{后轴车轮先抱死}$$

或

$$F_{B1}/Z_1 > F_{B2}/Z_2 \qquad \text{前轴车轮先抱死}$$

应指出：后轴车轮先抱死是最不理想的制动情况，因为汽车将甩尾而使其失去操纵稳定性。

对于制动器，其制动力矩可表达为

$$T_{f1} = K_1(p_1 - p_{01})$$

$$T_{f2} = K_2(p_2 - p_{02})$$

标准分享网 www.bzfxw.com免费下载

式中　T_{f1}，T_{f2}——前、后轴车轮制动器对其车轮作用的制动力矩；

K_1，K_2——常数，由制动器的参数确定；

p_1，p_2——前、后轴车轮制动器的制动轮缸中的液压或制动气室中的气压；

p_{01}，p_{02}——前、后轴车轮制动器使制动蹄（块）与旋转部分的制动鼓（制动盘）相接触所必需的液压或气压。

由于　$T_f = F_B \cdot r_e$，则由式（7－6－1）和式（7－6－2）可以得出前、后轴车轮同时抱死的条件的另一种表达式为

$$F_{B1}/Z_1 = K_1(p'_1 - p_{01})L/m_a g(L_2 + \varphi h_g)r_e = \varphi$$

$$F_{B2}/Z_2 = K_2(p'_2 - p_{02})L/m_a g(L_1 - \varphi h_g)r_e = \varphi$$

由以上两式可求得前、后轴车轮开始抱死时制动轮缸应有的液压或制动气室应有的气压为

$$\left.\begin{aligned} p_1' &= \frac{m_a g r_e \varphi(L_2 + \varphi h_g)}{K_1 L} - p_{01} \\ p_2' &= \frac{m_a g r_e \varphi(L_1 - \varphi h_g)}{K_2 L} - p_{02} \end{aligned}\right\} \tag{7-6-3}$$

式中　r_e——轮胎有效半径；

φ——路面与轮胎的附着系数。

在实际问题的求解中，利用图 7－6－1 所示的 p_1 与 p_2 的关系曲线较方便。在该线图上也绘出了满载汽车和空载汽车制动器轮缸的液压或制动气室的气压与路面附着系数 φ 的关系曲线（分别为曲线Ⅰ和Ⅱ）。在曲线Ⅰ与Ⅱ之间的曲线，相应于承载量在满载与空载之间的汽车。

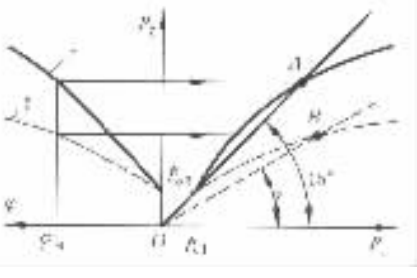


图 7－6－1　货车的 p_1 与 p_2 关系曲线及其制动力分配调节装置特性的边界射线

如果在通向汽车前、后轴车轮制动器的液压或气压管路中的压力 p_1，p_2 按式（7－6－3）所示的方程或图 7－6－1 所示曲线的分配规律进行分配，则在任何地面附着系数值 φ 和任何载重情况下均会使前、后轴全部车轮同时抱死。但实现这种理想的压力分配是困难的，因此需采用一种较容易实现的压力分配以保证汽车制动时的操纵稳定性，这就是当汽车作紧急制动时必须保证前轴车轮先抱死。

当通往前、后轴车轮制动器管路中的液压或气压 p_1、p_2 相等时（图中线 OA）且当汽车满载制动时，前轮先抱死的制动工况仅发生于地面附着系数值的变化不超过 $0 \sim \varphi_A$ 区间（见该图的左边部分）。随着汽车承载的减小，这一区间将缩小，而在中等或小装载的情况下将趋向为零。为了扩大这一区间而采用射线 OB 代替 OA 是不允许的，否则汽车的部分制动（约占汽车制动的 95%）将主要由前轮来完成，这会加速前轮轮胎和制动衬片（块）的磨损。

为了使实际的前、后轮制动力接近理想分配，保证在给定的附着系数值 φ 的区间内前轮先抱死以及为了使前、后轮抱死次序与汽车承载状况无关，则需采用制动力分配调节装置且多装在后轮制动管路中。其作用是当前轮制动管路压力增长到一定程度以后，即自动限制或节制后轮制动管路压力的增长，起限压作用或节压作用，以防止后轮先抱死或减少后轮抱死的概率。前轮制动管路的液压或气压 p_1 应与制动主缸出口的液压或制动阀出口的气压保持相等。

经制动力分配调节装置调节的前、后轮制动管路应有的实际压力 p_1，p_2，是按线性规律分配的，其线性特性线即为调节装置特性。可将后悬架的静挠度作为调节的控制参数，使与汽车装载情况联系起来。

实际采用的制动力分配调节装置有以下几种：

1. 限压阀

限压阀（图 7－6－2(a)）装在制动主缸与后轮制动器的油路中，其静特性如图 7－6－2(b)的折线 OAB 所示。图中曲线 1 与 2 分别为汽车满、空载时的理想的前、后制动管路压力分配特性曲线。图中拐点压力 p_s 为限压压力。

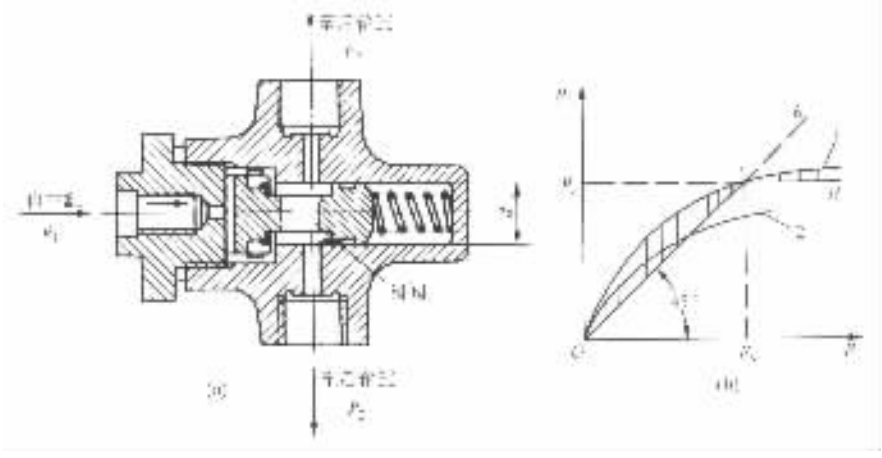


图 7－6－2 限压阀及其静特性

(a)结构图；(b)限压阀的静特性

1－满载理想特性；2－空载理想特性

限压阀的滑阀平时在弹簧力的作用下保持开启状态，由制动主缸来的液压以与前制动管路压力 p_1 相等的压力输入限压阀，通过开启着的滑阀输往后制动轮缸。设输出压力为 p_2，则此时 $p_2 = p_1$。输入压力 p_1 同时也作用于滑阀，当 p_1 升至某一定值 p_s 时，其对滑阀的作用力克服弹簧的预紧力并压缩弹簧，使滑阀将限压阀的入口关闭，切断了制动主缸与后轮缸的通路。此后，前制动管路液压 p_1 即使继续升高，后制动管路液压 p_2 仍保持为上述定值 p_s 不变，使限压阀的静特性线接近于理想特性曲线的 OAB 折线。图中与坐标轴成 45°夹角的直线 OK 为不用制动力分配调节装置时的实际制动管路液压分配静特性线。采用限压阀后在理想特性曲线与实际特性线之间的阴影区域均为前轮先抱死的区域。实际特性线的 OA 段与不带限压阀时的相同。A 点以后的 AB 段与理想特性线愈接近，则附着系数利用率愈高。

由于这种限压阀的弹簧预紧力为定值，因此限压作用起始点 A 的硅力 p_s 也是恒定的，这对于满载与空载理想特性曲线 1、2 相距较远的货车不利。而感载限压阀（图 7－6－3(a)(b)）的限压作用起始点压力 p_s。能随汽车实际装载情况的变化而自动改变（见图 7－6－3(c)）。这是由于引进了悬架静挠度值作为控制参数，使滑阀弹簧的推力 Q 随汽车装载情况的不同而变化所致。

2. 比例阀

比例阀与限压阀的区别在于在它进入工作后，当制动主缸及前制动管路压力 p_1 继续增长时，后制动管路压力 p_2 也随之增长，但其增量小于 p_1 的增量。比例阀也分非感载式和感载式

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

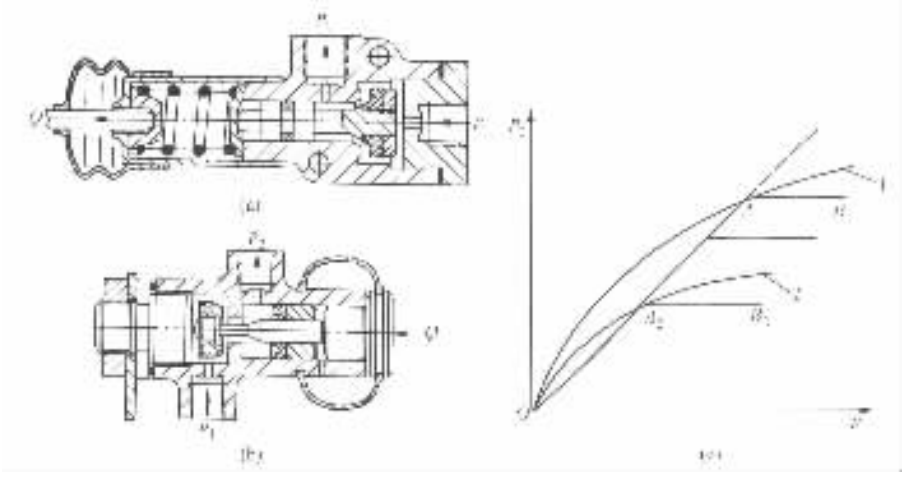


图 7－6－3　感载限压阀及其静特性

(a)、(b)结构图；(c)静特性

1－满载理想特性；2－空载理想特性

OA_1B_1－满载时感载限压阀静特性；OA_2B_2－空载时的静特性

的两种，它们的静特性如图 7－6－4 所示。如合理地选择有关参数，可使其特性线接近于理想分配曲线。

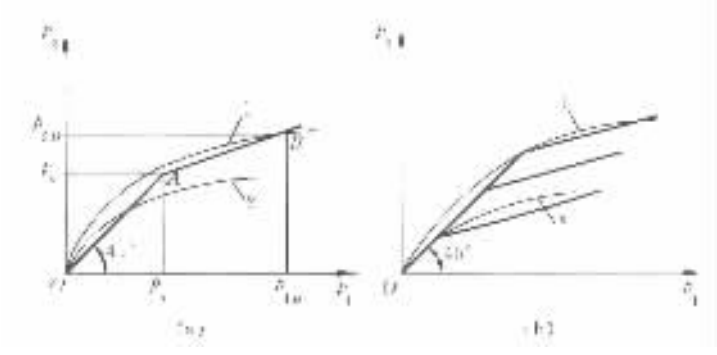


图 7－6－4　比例阀的静特性

(a)比例阀静特性；(b)感载比例阀静特性

1－满载理想特性；2－空载理想特性

理想的制动力分配曲线，与汽车的总质量和质心高度有关。因此，对于载荷变化较大的汽车，应采用感载式比例阀进行调整，使阀的工作特性更接近于理想分配曲线。而对于满载和空载时的理想分配曲线非常接近的一些轿车，采用结构较简单的非感载式比例阀，也是可行的。

比例阀一般采用蚧蘑形滑阀或称差压活塞，结构如图 7－6－5 所示。其入口与制动总泵相连，输入压力 p_1 与前制动轮缸的压力相等；出口与后制动轮缸相接，其输出压力为 p_2。输入压力 p_1 的作用面积 $A_1=\frac{\pi}{4}(D^2-d^2)$，输出压力 p_1 的作用面积 $A_2=\frac{\pi}{4}D^2$。若忽略阀门 2 的弹簧 4 对滑阀的影响，则滑阀上部受液压 p_2 的作用，而底部受液压 p_1 和弹簧 3 的推力 F 的共同作用。

弹簧 3 的推力 F 和滑阀的有效面积按下述条件选择(参见图 7－6－6)：

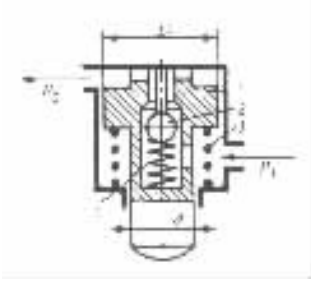


图 7－6－5 比例阀示意图

1－滑阀；2－阀门；
3－滑阀弹簧；4－阀门弹簧

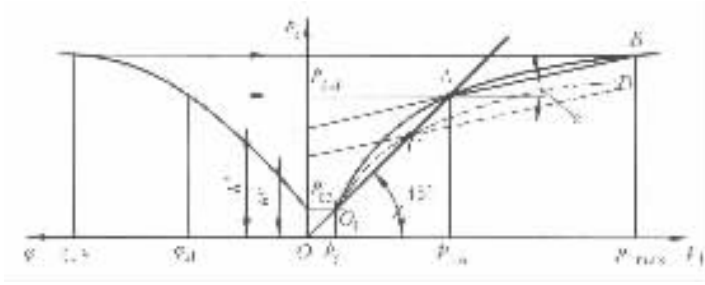


图 7－6－6 比例阀静特性的分析用图

当 $p_1 < p_{1A}$ 滑阀处于上部位置，阀门 2 开启，使 $p_2 = p_1$

当 $p_1 = p_{1A}$ 滑阀处于不稳定平衡状态，为节压作用的起始点 A，这时有

$$p_1 = p_{1A} = p_{2A} = p_2 = p_s = F/(A_2 - A_1)$$

当 $p_1 > p_{1A}$ 滑阀处于下部位置，阀门 2 关闭，而作用于滑阀上、下端面的液压 p_2，p_1 以及弹簧力 F 之间建立的滑阀平衡方程为

$$p_2\pi D^2 = p_1\pi(D^2 - d^2) + 4F$$

由此得

$$p_2 = p_1\frac{(D^2 - d^2)}{D^2} + \frac{4F}{\pi D^2}$$

此即比例阀静特性线 AB 和 CD 区段（图 7－6－6）的通用表达式，AB 与 CD 线具有相同的斜率：

$$\tan\alpha = \frac{(D^2 - d^2)}{D^2}$$

AB 与 CD 线与纵坐标轴交于不同的点，其交点的纵坐标分别为

$$h' = \frac{4F'}{\pi D^2}$$

$$h'' = \frac{4F''}{\pi D^2}$$

式中 h 和 F 的注角“′”和“″”分别表示满载汽车和空载汽车的相应数据。

弹簧 3 作用于滑阀上的力是一定的，因此为使比例阀静特性线与纵坐标轴的交点位置随汽车承载质量的改变而由 h' 变为 h''，则需采用一种连接滑阀与桥壳并使滑阀受力正比于悬架变形的弹性驱动机构来达到。

采用扭杆弹簧和扭转螺旋弹簧的弹性驱动机构得到了广泛应用。前一种如图 7－6－7 所示，制动力分配调节装置 1 固定在车身上，扭杆 2 一端的近端部处固定于销轴 3 的孔中，其伸出轴孔的端部则靠在滑阀下部；另一端的近端部处用支架 7 悬于车身上，而其端部则用杆 6 与后桥壳上的耳座相连接。

弹性驱动机构的工作是：滑阀有碍于扭杆调节端的转动，因此当桥壳和车身间的距离缩短时扭杆产生弹性扭转，给滑阀以压力，且后者与悬架变形成正比。

图 7－6－8 为采用扭转螺旋弹簧的弹性驱动机构。它是由两个扭簧 4 并联构成的感载弹簧，其两端分别与传力框架和汽车后桥壳相联系。由于汽车实际装载质量的变化和制动时轴

试读结束：需要全本请在线购买：www.ertongbook.com 免费下载

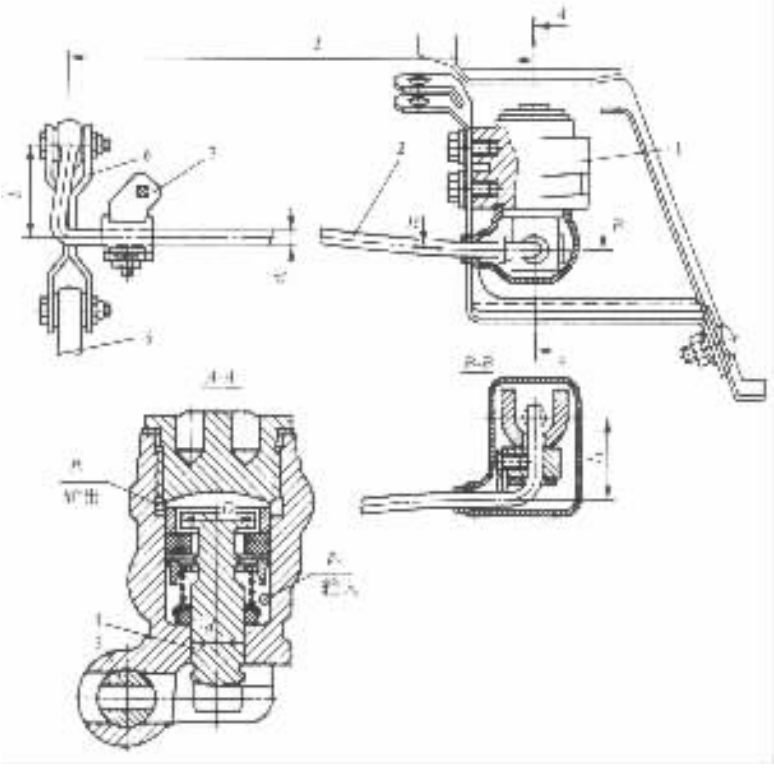


图 7－6－7　带有扭杆弹性驱动机构的制动力分配调节装置

1－制动力分配调节装置；2－扭杆；3－销轴；

4－调节装置的滑阀；5－固定在桥壳上的耳座；6－连杆；7－支架

荷转移引起的后悬架挠度的变化都将导致扭簧力矩的变化，从而改变对比例阀的控制力 F，以达到自动调节节压作用起始点的目的。

图 7－6－9 的比例阀采用了由拉力弹簧及杠杆组成的弹性驱动机构而成为液压感载比例阀，它可以根据汽车承载质量的不同而调节后轮制动的液压 p_2，工作原理与比例阀同，只是柱塞的预压力由杠杆对它的推力决定。阀体 3 安装在车身上，其中柱塞 4 右侧的腔内有阀门 2。不制动时柱塞 4 在拉簧及杠杆的作用下处于最右位置，阀门 2 因其右端杆部顶触螺塞 1 而开启，使左、右两腔相通。制动时由制动主缸输入的液压为 p_1 的制动液通过阀门 2 由出口输往后制动轮缸。此时出入口压力相等，即 $p_2 = p_1$。由于柱塞 4 右端面积大于左端的，柱塞将左移一定距离。至 p_1 与 p_2 一同升至某一定值（节压作用的起始点 A），阀门 2 关闭使左右两腔隔绝，此后 p_1 若继续升高，p_2 则随着以小于 1 的比率升高，而形成如图 7－6－4 所示的比例阀静特性。

图 7－6－10 为具有以通过 p_1、p_2 坐标系原点的射线族为其静特性线（图 7－6－11）的液压射线式比例阀。其入口输入的是由制动主缸来的并与前轮缸相通的液压 p_1，出口压力则为调节压力 p_2。不制动时，平衡活塞 2 在其弹簧力 F_2 的作用下处于上限位置，将阀门 3 顶开，使两活塞上腔相通。制动时，自主缸传来的液压 p_1 输入比例阀并由此输出至前制动轮缸及比例阀的两个活塞上腔，这样在某一不大的压力下平衡活塞 2 便会下移，使阀门 3 关闭。这时在入口与出口之间的联系，是由两个活塞及它们的连杆通过平衡杠杆来实现的。在这种情况下有

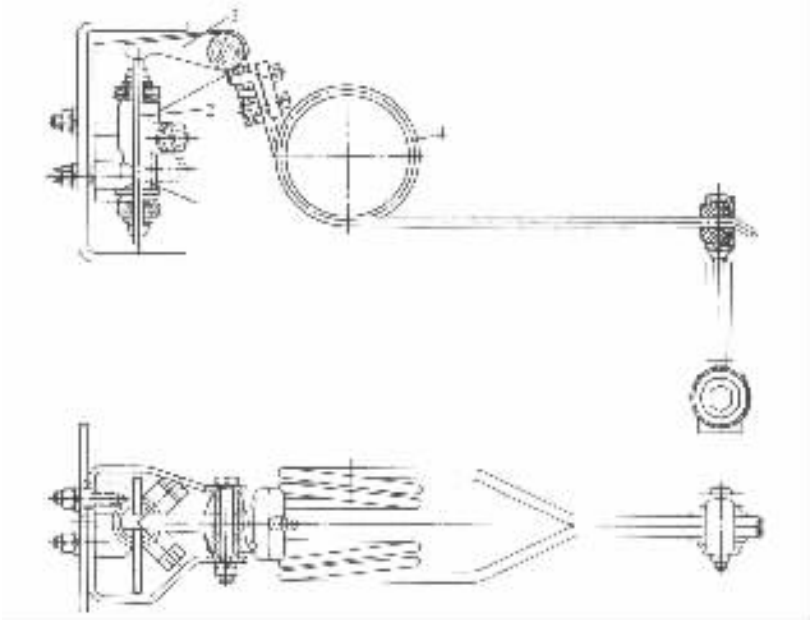


图 7－6－8 带有扭转螺旋弹簧的弹性驱动机构的制动力分配装置

1－制动力分配调节装置；2－传力框架；3－杠杆；4－扭簧

$$p_2\frac{\pi}{4}D_2^2(l-l_x)-F_2(l-l_x)=p_1\frac{\pi}{4}D_1^2l_x-F_1l_x$$

或

$$p_2=\frac{D_1^2l_x}{D_2^2(l-l_x)}p_1-\frac{F_1l_x-F_2(l-l_x)}{\frac{\pi}{4}D_2^2(l-l_x)}$$

式中 D_1，D_2——活塞 1 及 2 的直径；

F_1，F_2——活塞 1 及 2 下的弹簧力；

l——平衡杠杆长；

l_x——与后悬架静挠度有关的力臂（见图 7－6－10(b)）。

上式右边第二项的数值不大可忽略不计，则

$$p_2=\frac{D_1^2l_x}{D_2^2(l-l_x)}p_1$$

此即射线式比例阀的静特性线，可以看出它是对应于一系列 l_x 值且通过坐标原点的射线族，其斜率为

$$\tan\beta=\frac{D_1^2l_x}{D_2^2(l-l_x)}$$

式中 β——特性线与代表 p_1 的横坐标轴的夹角。

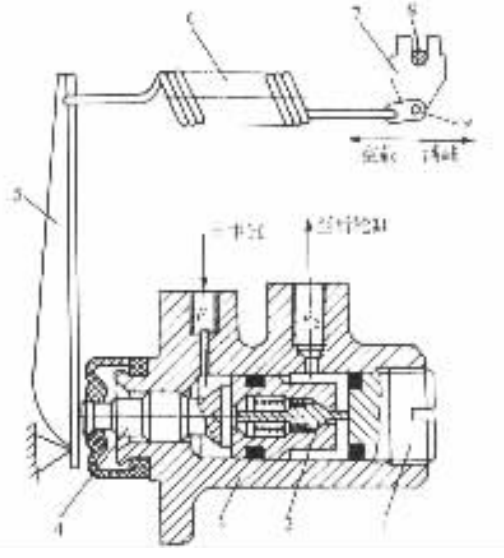


图 7－6－9 带有拉簧及杠杆的弹性驱动机构的制动力分配装置

1－调整螺塞；2－阀门；3－阀体；4－柱塞；5－杠杆；6－弹簧；7－摇臂；8－后悬架横向稳定杆；9－吊耳

在图 7－6－10(a)所示的射线式比例阀的实际结构中，平衡杠杆支承点的移动是靠曲柄机构来实现，使 l_x 的值与后悬架静挠度或汽车后轴负荷成正比。设计时应使满载和空载时的同

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

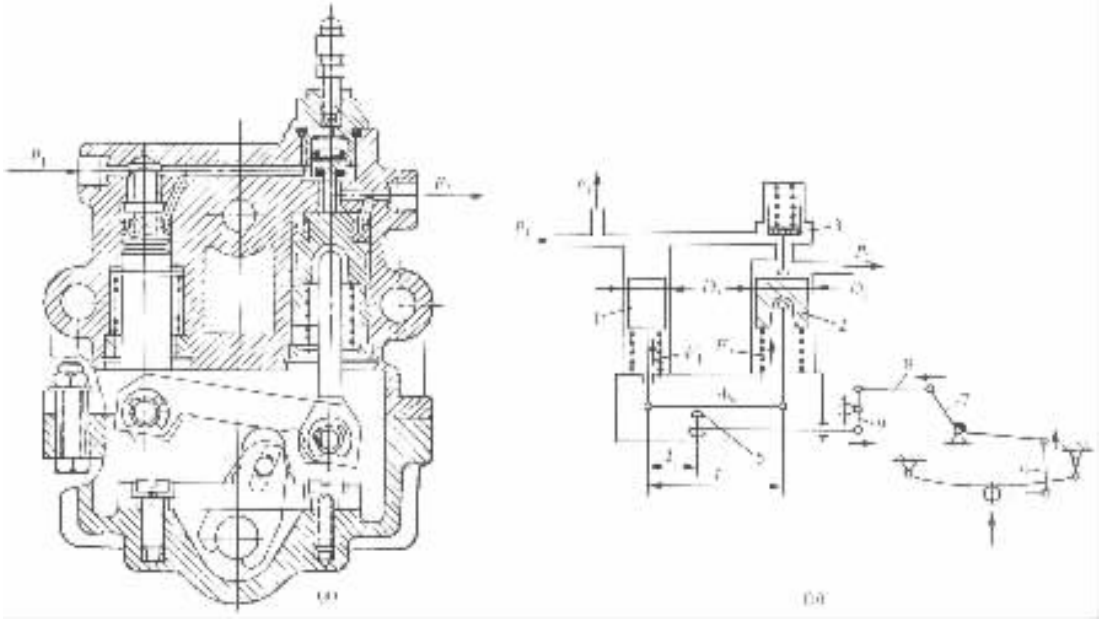


图 7－6－10　液压射线式比例阀

(a)结构图；(b)工作原理示意图

1－传力活塞；2－平衡活塞；3－阀门；4－平衡杠杆；5－平衡杠杆支承；6，8－拉杆；7，9－杠杆

步附着系数相同，即 $\varphi_{01}=\varphi_{02}$，并由此确定斜率 $\tan\beta_1$ 和 $\tan\beta_2$，从而选择有关参数。为了排除汽车行驶于不平路面上引起的后悬架振动的干扰，曲柄轴与其摆臂之间加装了作为缓冲器的扭簧传动。

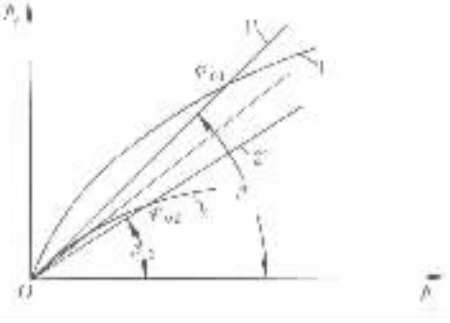


图 7－6－11　射线式比例阀的静特性

1－满载理想特性；2－空载理想特性；

1′，2′－分别为满载和空载时比例阀的静特性

图 7－6－12 为气压射线式比例阀。比例阀活塞 9 的上部空间与气制动阀及前制动气室相通，为入口腔或上腔；活塞下部及固定在其上的环形橡胶膜片 7 的下部空间与后制动气室相通，为出口腔或下腔。制动时由制动阀输入的压缩空气以压力 p_1 作用于活塞的上部，推动活塞下移，使装在活塞中的阀体 11 压在空心推杆 5 的上端，关闭空心推杆的中间通孔，隔断比例阀下腔。接着活塞继续下移，使阀体离开活塞中的阀座，上、下腔相通。压缩空气经下腔进入后制动气室，同时经活塞与导向筒 6 之间的环形间隙进入环形膜片下面，使活塞下部及环形膜片下部受气压作用。在压力达到一定值时，活塞上移至阀体，恰好压在推杆的端面上并落入其在活塞中的阀座。由此时起活塞处于平衡状态，此时有 $p_2/p_1=A_1/A_2$，其中 A_1、A_2 分别为上腔与下腔的有效作用面积。

活塞上端的有效作用面积 A_1 为定值，但下端和膜片的有效作用面积 A_2 则是随活塞的移动而变化。活塞上有径向筋片 10，插在上壳体的径向筋片 8 间的槽内。如图所示，径向筋片 10 的下端面为凸出的锥面，而径向筋片 8 的下端面为凹入的锥面。当活塞在最上位置时，环形橡胶膜片全部压在上壳体的径向筋片下端的锥面上，这时 A_2 最小。随着活塞下移，活塞的

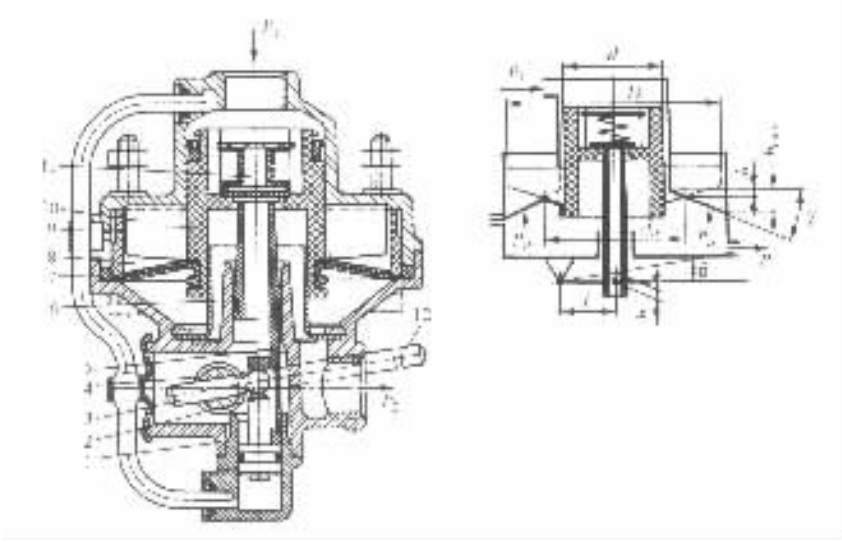


图 7－6－12 气压射线式比例阀

1－下壳体；2－柱塞；3－杠杆；4－轴；5－空心推杆；6－导向筒；
7－膜片；8，10－径向筋片；9－活塞；11－阀体；12－杠杆

径向筋片将使膜片的部分环形面积离开上壳体的径向筋片下端的锥面，使下腔的有效面积 A_2 增大。因此，当 $p_1 = \text{const}$ 时，活塞的位置愈高，为了活塞的平衡则输出压力 p_2 应愈高；相反，活塞的平衡位置愈低，p_2/p_1 值愈小。而活塞的平衡位置的高度，即空心推杆的位置，是由经轴 4 和连杆 12 与后桥壳相联系来确定的。比例阀体是装在车厢上，后桥与车厢间的距离决定于随汽车载荷而变化的后悬架弹性元件的静挠度。因此，不同载荷时有不同的活塞平衡位置而获得不同的 p_2/p_1 值，使汽车的前、后制动力分配线能接近相应的理想制动力分配曲线。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

第七章　汽车防抱制动系统

第一节　概述

防抱制动系统简称 ABS(antilock braking system),是基于汽车轮胎与路面之间的附着特性而开发的高技术制动系统。它从防止应急制动过程中车轮‘抱死’(此处所谓‘抱死’是指制动时车轮已停止转动,而车辆因惯性使车轮仍在路面上滑移这一现象)而出现侧滑的要求出发,来达到提高汽车行驶稳定性和方向操纵性为目的的主动安全性装置。

1.ABS 的发展简史

ABS 始用于飞机工业。在北美规定了所有的民航飞机都必须安装 ABS 后,汽车工业才开始认真地研究 ABS,这大约是在第二次世界大战结束的 10 年后。1954 年 Ford 公司首次把法国为飞机制造的 ABS 应用在林肯轿车上,虽然,这次实验最终失败,但是它奠定了 ABS 在汽车上起飞的基础。这一时期,Hydro - Aire 公司与 Kelsey - Hayes 公司(简称 K - H 公司)协作生产载货车用 ABS,Kelsey - Hayes 与 AlliedSignal 公司获得美国政府的认可,加快了为轿车和载货车用 ABS 的开发。20 世纪 60 年代初中期,Harry Ferguson 研究公司把英国 Dunlop 轮胎公司为飞机开发的 Maxaret ABS 综合成四轮控制 4WD Maxaret 制动系统,在几种轿车上进行实验。其中包括 1965 年 Mustang(野马)V - 8 和英国 Jensen FF 车型上。其特征是二通道、低选、四轮通断式控制,前轮采用机械式传感器,后轮采用电子式传感器。

1968 年 K - H 公司推出了称之谓‘Sure - Track’单通道真空助力后轮 ABS。Ford 公司是它的首家顾客。同时,GM 公司的 AC 电子部在 1971—72 型前轮驱动的 Oldsmobile(奥斯莫比尔)、Cadillac(卡迪莱克)等车型上匹配安装‘Sure - Track’的单通道系统,早期 K - H 与 AC 电子系统不保证较短的制动距离和具有转向能力,但是能防止后轮侧滑,保证汽车不产生横摆。

同一时期,Bendix 公司与 Chrysler 公司合作,在 1971—72 型帝国牌轿车上安装了领先于竞争者的四轮控制式 ABS 系统。Bendix 公司提供的三通道系统采用当时先进的分立元件模拟电子技术,它既具有较短的制动距离也具有良好的操纵性,是第一个四轮 ABS 进入批量生产的厂家。但其价格大约是其他公司的两倍。

70 年代初,美国政府制定和颁布实施 FMVSS121 法规(1975 年 3 月标准生效)。它对采用气制动的载货车,提出了苛刻的制动距离要求,迫使车辆必须安装 ABS 装置。从而造成一夜之间对 ABS 产品的需求大量增加。但是,不久相继发生故障和制动事故,这是由于当时的模拟电路容易受电磁干扰、腐蚀使接插件接触不良、制动衬片容易过度磨损的结果。用户对其安全性产生了疑问和不安,最后在几起重大交通事故的法律诉讼后,促使美国政府随后撤消该法规。随之,ABS 产品的生产和发展进入低潮。但是在欧洲和日本仍在快速开发 ABS,Teves 公司在 60 年代中开始开发 ABS,首套实验系统安装于 Volvo 轿车上。Mercedes - Benz 与 Teldix 联合开发的四轮控制 ABS 在 1970 年进行了演示。后来,Bosch 公司获得了 Bendix 在 Teldix 公司的股份,继承了其四轮控制技术并继续研究开发。到 1978 年在 Benz 公司生产的 450SEL 轿车

上选装了 Bosch 公司首先推出的现代四轮控制 ABS，它是三通道四轮控制系统。欧洲制动器制造商和电子器件供应者不断完善 ABS，其主要革新包括采用数字控制技术代替模拟电子技术，以微处理器芯片为基础的集成电路代替分立元件，液压助力代替真空助力。直到此时，ABS 技术才逐步趋向成熟，ABS 的装车数量大大增加，ABS 产品的种类也增多了。

20 世纪 70 年代日本以后轮单通道控制系统为开端，其中有：日产与 K－H 公司合作，力求引进技术实现国产化；丰田采用日本化油器精仪公司和电装公司开发的后轮控制系统；三菱汽车公司采用 Wabco 公司与三菱公司合作开发的后轮控制系统。随后，在引进 Bosch 公司技术的基础上进行生产与开发四轮 ABS。

1984 年，Teves（现在的 ITT 汽车公司）开始生产第一台整体集成 ABS，取名为 MkⅡ，它采用齿圈和电磁轮速传感器监测轮速，接收传感器信息的电控单元 ECU 可以安装于车身内任何位置。

1990 年，Delco 底盘推出 ABS Ⅵ。它采用直流可逆电机转动球面螺杆来驱动活塞作上下位移，达到增大或减小制动油路的容积来控制管路油压，可以对压力作连续控制，与传统的通/断（ON/OFF）方式有明显不同。

1994 和 1995 年 ITT Teves、Bosch 公司分别推出了 Mk20 和 ABS5.3 型。他们采用了一系列新的元件和电子、机械设计。两种产品都提高了集成度，缩小了电磁阀尺寸，控制油路采用回流泵式结构，把控制单元与电磁阀结合为一体，从而大大缩小了体积和重量。又都可以增加驱动防滑 TCS（即 ASR）功能等。20 世纪 90 年代中最明显的进步是，实现了重量轻、体积小和价格低的要求，这大大提高了在不同车型上的适应性和性能价格比，从而为大规模推广应用打下了基础。

美国在接受了 70 年代挫折的教训后，引进欧洲技术或兼并欧洲 ABS 公司，又通过大量试验验证 ABS 的可靠性和耐久性，至 1997 年已有众多轿车车型把 ABS 作为标准装备，推广较快，其新车的装车率约在 70%以上，在日本和欧洲也有了不小的进展，一般估计在 35%～55%左右。

1996 年以前，最著名的液压 ABS 公司有：德国 Bosch，美国 ITT Teves，Kelsey－Hayes，AlliedSignal，Delphi/Delco，英国 Lucas，日本电装。气压 ABS 公司有德国 Wabco，Knorr 和 Bosch 等。发展到今日，采用的主要技术逐渐趋于相似，其主要不同点是如何去实施已开发出的技术，做到既提高可靠性又降低成本的目标。

到 1996 年底，由于市场激烈竞争的结果，上述著名 ABS 公司中 Bosch 和 Bendix、Kelsey－Hayes 和 Lucas 已分别合二为一。

2. ABS 与汽车安全性和法规

根据汽车交通事故的分析，应急制动时丧失稳定性和操纵性是事故的主要原因之一，特别是在湿滑路面更为严重。防抱制动系统 ABS 就是为提高这种工况下制动安全性的最新技术措施，故一般称谓主动安全性装置。欧洲汉诺威交通事故研究组对 182 例交通事故的分析报告表明：汽车装备 ABS 可以避免 7.1%的交通事故，13.9%的材料损失，17.4%的人员伤害，也可避免或减少其他卷入事故中的损失和伤害。经研究确认，总质量 5t 以上货车、大客车和 3.5t 以上挂车的气制动车辆，安装气压 ABS 不但具有重大的社会效益，而且也具有明显的经济效益。在这种背景下，从 20 世纪 90 年代开始，欧、美和日本等国纷纷对 5t 以上的载货汽车、挂车和公共汽车制定强制性法规。

一般认为，轿车属于私人所有，各国都还没有制定相应的法规。但是从提高安全性和减少

机械工业出版社版权所有 未经授权不得复制或传播

交通事故出发，政府采取宣传推荐方针。目前，在美国惟一涉及轿车装备 ABS 而起草的相关法律是减少保险费用，但并不强制执行。各大汽车制造厂则从竞争出发，把高科技产品 ABS 作为促销手段，在许多车型上作为标准装备提供给用户。

第二节　防抱制动的基本工作原理和控制技术

对汽车制动性能的要求一般可概括为：①在汽车任一行驶速度下，能以适当的减速度使汽车平稳减速至期望值；②在正常平坦或有坡度路面上能平稳驻车；③在应急制动（包括直线制动和转弯制动）工况下以尽可能的最短距离平稳停车，制动过程中不侧滑甩尾，并具有转向能力。防抱制动系统 ABS 正是为适应应急制动工况而开发的最新技术装备。它所依据的基本工作原理如下。

1. 附着系数与滑移率特性

实验证明，当轮胎在路面上滑动时，将改变轮胎与路面之间的附着系数，从而也改变了汽车的制动力。在各种路面上，附着系数 φ 与滑移率 λ 构成的典型函数关系，如图 17－82 所示。图中纵坐标为附着系数 φ（乘某一系数即可代表制动力或制动力矩），横坐标为滑移率 λ。滑移率 λ 定义为车速与轮速之差对车速之百分比，其值可按下式计算：

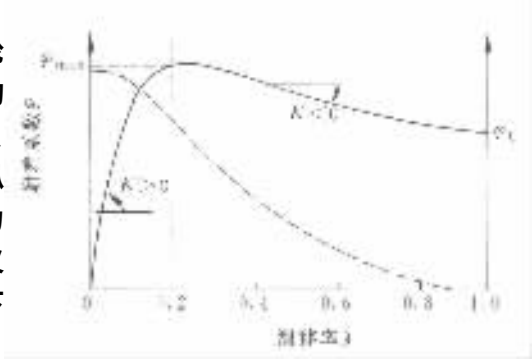


图 7－7－1　附着系数与滑移率特性

$$\lambda = \frac{v - \omega r_r}{v} \times 100\% \qquad (7-7-1)$$

式中　v——汽车车速，m/s；

ω——车轮角速度，rad/s；

r_r——车轮滚动半径，m。

从图 7－7－1 可以看到，当滑移率在 0.2 左右时 φ 具有峰值特性。在峰值 φ 下的滑移率左侧，附着系数 φ 随滑移率 λ 作近似线性增长。也就是说，路面附着力能跟随汽车制动力矩的增加，提供足够的地面制动力（矩）。并且，此时的横向附着系数也较大，具有足够的抗侧滑能力，故一般称为稳定区。在峰值 φ 下的滑移率右侧，由于附着系数 φ 随滑移率 λ 以负斜率（$K<0$）变化。也就是说，随着作用于车轮制动力矩的继续增加，地面制动力（矩）反而在逐渐减小。此一差值的急剧扩大，意味着车轮将迅速减速而趋向停转“抱死”。值得注意的是，从峰值 φ 下的滑移率 λ_p 增长到 100% 几乎是瞬间完成的，这一过程大约在 0.1s 左右。在滑移率达到 100% 时，纵向附着系数大约降低 1/3～1/4。更为严重的是，横向附着系数按图中虚线递减趋势而接近于零。从而，不但将增加汽车的停车制动距离，并使车辆丧失了抗侧滑能力，故一般称为不稳定区。

显然，为了使应急制动具有最大的制动效能，应当充分利用峰值附着系数，产生最大的制动减速度。但是，控制过程不可避免地存在压力迟滞效应。因此，应急制动过程应循环工作于峰值附着系数左右侧的稳定区和不稳定区之间。这样就既可能获得最大的制动力，也具有较大的抗侧滑能力。

由此可知，根据 7－7－1 所示的 $\varphi-\lambda$ 附着特性，可以用滑移率 λ 作为参数，调节制动压

力以控制车轮转速，达到防抱制动的目标。

2. 应急制动时汽车车轮动力学、运动学简析

(1)制动时车轮运动分析

现在我们来观察和分析一下，车轮在作应急制动时，车轮的运动状态和抱死过程。从图 7－7－2 可以看到，其特点为：

1)在达到峰值 φ 下的滑移率 λ 以前，地面附着力矩与制动力矩同步增长。此时，车轮减速度与制动力矩增大速度成正比。车轮稳定旋转。

2)在超过峰值 φ 下的滑移率 λ 后，由于附着系数 φ 的下降，地面附着力矩与制动力矩之差急剧增大，轮速迅速减小，车轮减速度以较大的斜率直线上升。由于这阶段轮速对制动力矩很敏感，故控制的实时性和正确性将降低，车轮很容易抱死。由此可知，车轮运动参数中的峰值 φ 下的滑移率和车轮圆周加速度(以下简称车轮加速度)比较明确、清晰地描述了车轮的抱死趋势和过程。

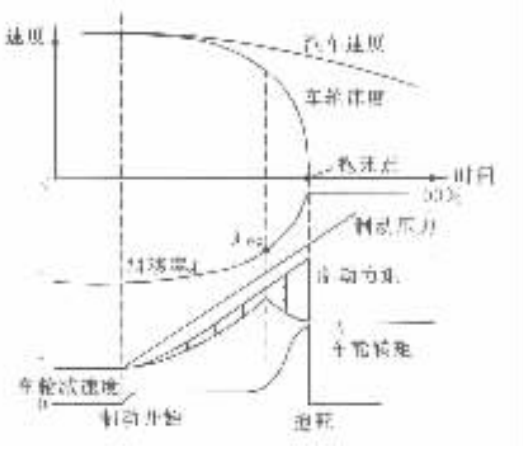


图 7－7－2 车轮抱死过程

(2)制动时汽车动力学简析

如果进一步从车辆动力学参数来研究其数量关系，可以把汽车的部分质量、车轮和制动调节装置看作一个具有两个自由度的简单调控系统，如图 7－7－3 所示。

图示力学系统，可以用下列方程式来描述其因果关系：

$$\dot{v} = -\varphi(\lambda)g \tag{7-7-2}$$

$$I\dot{\omega} = T_\varphi - T_f(t) \tag{7-7-3}$$

$$T_\varphi = \varphi(\lambda)r_r Z \tag{7-7-4}$$

考虑到车轮加速度与其角加速度的关系为

$$a = \dot{\omega}r_r = \frac{T_\varphi - T_f(t)}{I}r_r = \left[\frac{\varphi(\lambda)r_r^2 \cdot z}{I} - \frac{T_f(t)r_r}{I}\right]$$

$$= \varphi(\lambda)\cdot g\frac{m_{1(2)}}{I}r_r^2 - \frac{T_f(t)}{I}r_r \tag{7-7-5}$$

式中 $Z_{1(2)} = m_{1(2)}g$ 为前或后车轮静负荷。对于中级车辆，如将其有关结构参数代入，并经整理化简后可得：

$$a = 50\left[\varphi(\lambda)g - \frac{T_f(t)r_r}{50I}\right] \tag{7-7-6}$$

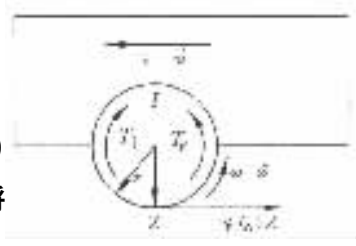


图 7－7－3 带有部分车轮质量的车轮力学原理图

由上式可以看到，车轮圆周切向加速度 a 与制动力或制动力矩的变化有强烈的敏感性。例如，当 $\varphi \approx 1$，制动力矩变化 2%时，就会引起车轮加速度 a 变化 1g。

上式中 v——汽车速度；

g——重力加速度；

r_r——车轮滚动半径；

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

φ——路面附着系数；

T_φ——路面附着力矩；

Z——车轮静负荷；

$\dot{\omega}$——车轮角加速度；

a——车轮圆周切向加速度；

I——车轮转动惯量；

T_f——制动力矩；

λ——滑移率。

根据以上两方面的分析可以知道，滑移率或车轮加速度与制动压力均存在着紧密的依赖关系，它不但能说明车轮是否将趋于抱死，而且具有比较灵敏的控制特性。

3. 防抱控制的基本工作原理

从附着特性图 7－7－4 可以进一步看到，当制动力矩从零增大至峰值 φ 下的滑移率的点 1 处，附着力矩近似正比于路面附着系数，制动将是稳定的。但是制动力矩从点 1 继续增加至点 2 时，制动力矩 T_f 和路面附着力矩 T_φ 的差值迅速扩大，使车轮进入非稳定范围。因此，从点 2 处应立即减压，降低制动力矩，使轮速回升。在达到制动力矩等于路面附着力矩的点 3 以后，轮速开始以加速度上升。在轮速回升到点 4 处，车轮进入滑移率最佳值左右。此时，应重新发出增压指令，使制动九矩再次增加。如此减压、增压循环控制，直至车辆完全停止为止。图 7－7－4(b)中 1～4 点的轮速变化与图 7－7－4(a)的各压力控制点一一对应，它定性地显示了防抱控制循环工作于峰值 φ 下的滑移率左右侧稳定区和不稳定区之间。按照以上方式调控制动压力时，从原理上讲可以分别采用滑移率或车轮加速度单独作为控制参数，但是为了提高 ABS 对不同路面的适应性，现代 ABS 均采用滑移率和车轮加速度作为联合控制参数。

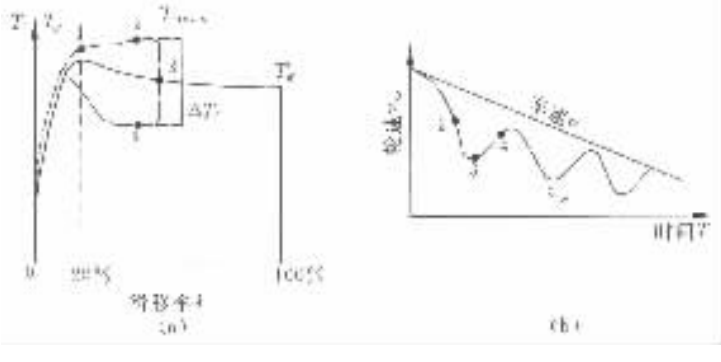


图 7－7－4　防抱制动控制循环与轮速变化图

4. ABS 控制技术

(1) ABS 控制方法

按基本工作原理实现 ABS 控制的方法有：

1) 按惯性原理设计的机械式车轮控制系统；

2) 按照理论推导方法分，有基于状态空间的最优控制法和以经典数字控制理论为基础的滑动模态变结构法等；

3) 按预定控制逻辑、控制参数及其设定值的门限值控制方法。

随着微电子技术的发展与普及，按惯性原理设计的机械式车轮控制系统，在性能价格比和

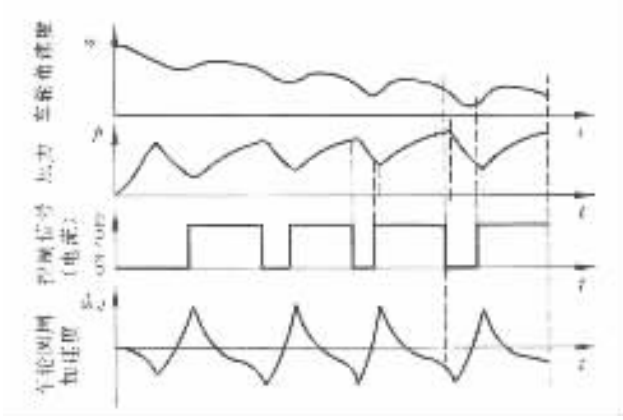


图 7－7－5 HSRI 控制逻辑

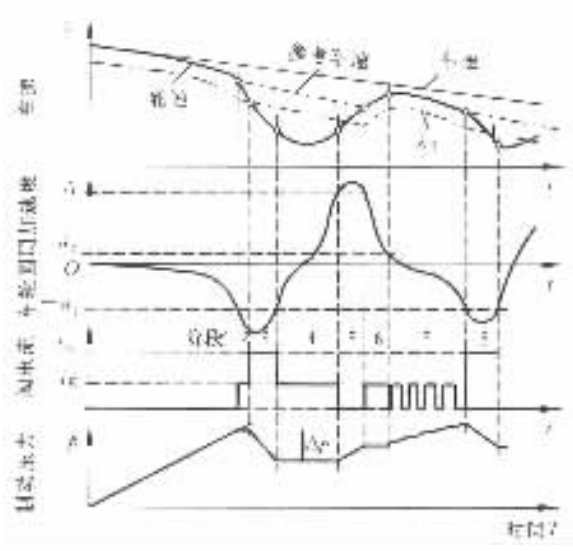


图 7－7－6 高 φ 路面的 Bosch 逻辑

对不同车辆的适应性方面已不具有优势。而最优控制和滑动模态变结构控制等尚有诸多难点有待克服，故仍未进入实用阶段。逻辑门限值控制方法则是当今世界各国著名 ABS 公司采用的实用技术。

(2) ABS 控制逻辑

基于门限值控制方法的 ABS 控制逻辑有：

1) 美国公路安全研究所(Highway Safety Research Institute)控制逻辑，简称 HSRI 控制逻辑。它是根据设定的门限值条件来进行判断和控制制动管路的降压或增压。控制过程中没有保压过程，如图 7－7－5 所示。

2) Bosch 控制逻辑。图 7－7－6 和图 7－7－7 分别是高 φ 和低 φ 路面的基本控制逻辑。它是当今被广泛采用的控制逻辑，图中综合地表达了一个防抱控制循环(第一个循环)过程中的各个参数(制动压力 p、轮速 v_w、车轮加速度 a、车速 v、参考车速 v'、参考滑移率 λ_1 和电磁阀工作电流 i)随时间 T 的特性和其相互关系。所采用的门限值控制参数有：车轮加速度－

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

a_1，a_2，A 和参考滑移率 λ_1，在相关阶段还有时间 Δt_i 作为辅助调控参数。其降压、保压或升压条件，按以下不等式确定。

降压：$a \leqslant -a_1$，$\lambda \geqslant \lambda_1$　　只在第一个循环中出现

$a \leqslant -a_1$　　除第一个循环外的各个循环

保压：$\lambda \leqslant \lambda_1$，$a_d \leqslant -a_1$　　只在第一个循环阶段 2 出现

$-a_1 \leqslant a_d \leqslant A$　　在降压阶段 3 之后

$a_2 \leqslant a_d \leqslant A$　　在升压阶段 5 之后

$a_2 \geqslant a_d \geqslant -a_1$　　在慢升压阶段 7 中的升压后

升压：$0 \geqslant a_d \geqslant -a_1$　　只在第一个循环的阶段 1 出现

$a_d \geqslant A$　　快速，在保压阶段 4 之后

$-a_1 \leqslant a_d \leqslant a_2$　　慢速，慢升压阶段 7 的保压后

其中　a_d——防抱制动过程中的车轮加速度；

$-a_1$——车轮减速度门限值；

a_2——车轮加速度中门限值；

A——车轮加速度上门限值；

λ——防抱制动过程中的车轮滑移率；

λ_1——滑移率门限值。

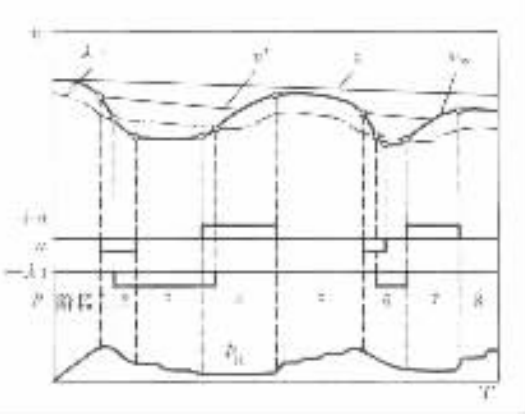


图 7－7－7　低 φ 路面的 Bosch 逻辑

正如控制条件所示，a_2 在第二次出现时，是被作为慢升压的判断参数。实际应用中 a_2（在阶段 4 出现）也可以与时间辅助参数 Δt_4 一起，作为低附着系数路面的识别参数。

3）Bendix　控制逻辑。如图 7－7－8 所示，它与 Bosch 逻辑相似，同样采用降压、保压和升压阶段来调控制动压力，只是取消了图 7－7－6 中阶段 2 和阶段 4 的保压过程。

（3）按 Bosch 逻辑实现控制的几个关键技术

我们已经知道，为了实现理想 ABS 控制，得到最大的制动效能，车轮应当在峰值 φ_p 左右侧工作，也就是应当识别车轮是在稳定区还是在非稳定区转动。在稳定区采取持续增压是容易理解的，进入非稳定区是保压还是减压，涉及路面的 $\varphi-\lambda$ 附着特性和转动惯量（包括车轮转动惯量和发动机转动惯量）两个主要因素。路面 $\varphi-\lambda$ 特性的变化和不同档位的使用都应当对控制作出相应的调节，并改变其设定的门限值。因此，对于不同车辆需要在不同路面和气候条件下进行大量的试验，这也就是实现理想 ABS 控制的困难所在。

Bosch 逻辑是经过大量检验证明有效的控制逻辑，是当代 ABS 采用的典型控制方法。实现控制逻辑的几个关键技术有：

1）轮速的检测与计算

现代 ABS 系统一般采用磁电式传感器检测轮速，测量方法可分为频率法、周期法或两者的综合等。所谓频率法是指在一个单位时间内测定传感器所感应的轮速周期脉冲数。每个轮速脉冲对应一定的里程，所以车轮速度就可以确定。由于实时性的要求，测量的单位时间不能过长。被测车速愈低，在单位时间内计数脉冲愈少，测量计数误差的百分比愈大，精度就低。

反之，车速高，测量精度就高。所谓周期法是计量传感器感应的每个轮速周期内的时间脉冲数。当采用 6MHz 或 12MHz 晶振作为时间脉冲源时，每个时间脉冲为 2μs 或 1μs，故每个轮速周期内可以计量较多的时间脉冲数，计数误差引起的百分误差较小。当然，在高车速区比低速区有较大的计数误差。显然，低速区采用周期法，高速区采用频率法，将会具有两者的优点。但是，高、低速都有较高测量精度，是以增加计量复杂性为代价的结果。实践证明，周期法是可以应用的方法之一。

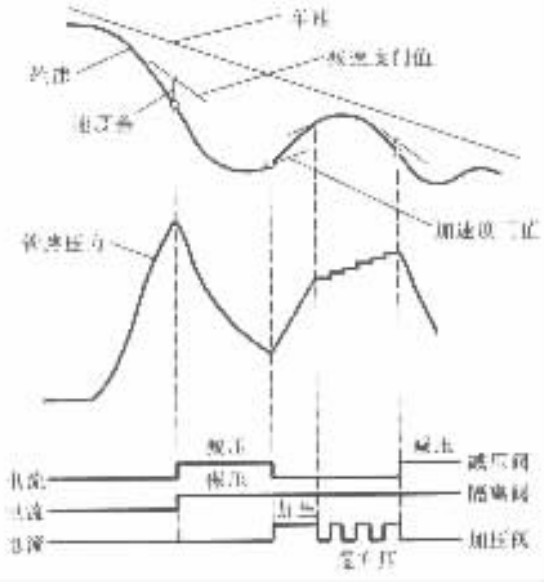


图 7－7－8 Bendix 控制逻辑

2）车轮加、减速度的计算

车轮加、减速度的计算是以车速的测量序列为基础，具体方法如：采用测量序列中相距一定间隔的测量值进行计算的间隔法、采用几个连续测量序列的线性回归法和测量序列的列表查表法等。计算过程中同样应兼顾实时性和计算误差。

3）参考速度 v' 和滑移率 λ 计算

制动过程中车速的实时测量，原则上可采用多普勒效应测速仪、非接触式光电测速度仪或用加速度传感器测定汽车减速度后，计算出车速 v。但是，这些方法需要增加硬件，提高了成本，技术也较复杂，缺乏实用性。现代 ABS 一般均采用参考速度 v' 近似代替实时车速 v，参考速度 v' 可以从轮速中采用‘高选’方法确定。例如在制动开始初期，从动轮的轮速作为 v' 最接近 v。制动开始后的短时间内，驱动轮的轮速作为 v' 较接近 v。在均质状态的路面上转弯制动时，汽车前外轮由于重量转移的结果，路面提供的附着力矩最大，前外轮最难抱死，该轮速度作为参考速度 v' 最接近 v。又如在‘对开’路面上的高附着系数一侧车轮也最难抱死，其轮速作为参考速度 v' 也最接近 v。在防抱制动轮速急速下降阶段中，则按设定的减速斜率计算参考速度 v'，见图 7－7－6 阶段 2～5 中的轮速和参考速度 v' 曲线。

4）路面附着状态的识别

理论上，路面识别既可以采用硬件也可以采用软件。以惯性传感器感受的整车减速度（即制动强度）来了解路面附着能力，在技术上是可行的，但是将会受到道路坡度的影响，也增加了成本，实用性不强。采用软件一般可以有下述两种方法，其一，从图 7－7－6 低压保压阶段 4 可以看到，当高附着系数路面能提供足够附着力时，减压后车轮加速度可由 $-a_1$ 经过 a_2 回升至 A。反之，例如车轮处于附着系数小于 0.3 的冰雪路面，车轮加速度将有可能回升不到 a_2。此时，如果采用一个 ΔT_4 时间作为

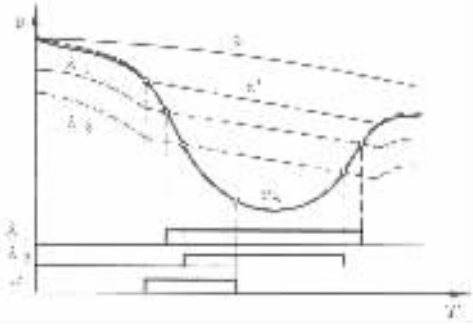


图 7－7－9 利用两个滑移率 λ_1、λ_2 识别路面

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

辅助判断信号，就是说，在 ΔT_4 时间内车轮加速度回升不到 a_2 值，就可定性认为是低附着系数路面。其二，可按图 7－7－9 中根据滑移率 λ_2 进行，即 $-a_1$ 信号消失时，若较大的 λ_2 信号已经产生，则也可定性地认为是低附着系数路面。

5）阶梯形制动压力脉冲控制技术

阶梯形制动压力脉冲控制技术，又称为慢升压控制技术。这项技术（见图 7－7－6的阶段 7）是由 Robert Bosch 公司开发的。ABS 控制过程中，由于制动系的压力滞后和制动力矩的周期波动会引起传动轴扭转振动，故有可能导致 ABS 误动作，也将降低舒适性。慢升压控制是采用较短的升压时间和较长的保压时间，来达到逐步升压。由于设定的每一步慢升压时间 ΔT_7 比汽车传动系统的固有频率大得多，从而防止了共振的发生。慢升压阶段数 N 的确定与汽车车轮转动惯量相关。阶段数 N 可通过图 7－7－6 中阶段 5 的升压时间 ΔT_5 长短来调节。因为，ΔT_5 的长短决定了慢升压阶段的起始压力，升压时间 ΔT_5 长，起始压力高，阶段数 N 可以减少。反之，缩短 ΔT_5，阶段数 N 可以增加，请参见图 7－7－10（a），7－7－10（b）。

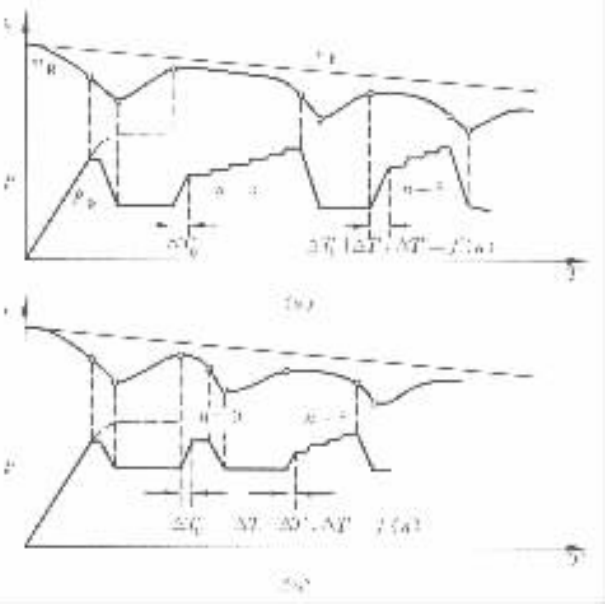


图 7－7－10　慢升压阶段数 N 的调节

（4）ABS 系统在汽车上的配置

所谓 ABS 的配置，是指汽车车轮或车轴的制动力矩是否直接受控于防抱制动系统和其控制方式，以及 ABS 轮速传感器、电磁阀的安装数量及安装部位的设计型式。

配置方法可以有多种多样，典型 ABS 的配置方式如图 7－7－11 所示，图中 ABS 系统由 4 个磁电式轮速传感器（简称 4S）、3 个电磁阀（简称 3M）和防抱控制单元 ECU 组成。它采用前轮独立控制，后轮“低选”轴控制的三通道（4S/3M）系统。所谓“低选”是指当左右两个车轮处于不同附着系数路面上制动时，ECU 根据低附着系数一侧测定的轮速进行控制，使左右两个车轮具有相等的制动力，它是以丧失充分利用高附着系数路面一侧所能提供的制动力为条件，来保持行驶稳定性的。显然，“高选”能分别利用高、低附着系数路面所能提供的制动力，但将产生不利于行驶稳定性的侧偏力矩。在当前技术条件下，三通道系统具有较大的性能价格比，故广泛地在前后双管路和交叉双管路轿车上使用，前后双管路采用 4S/3M 三通道系统。交叉双管路使用 4S/4M 三通道系统。

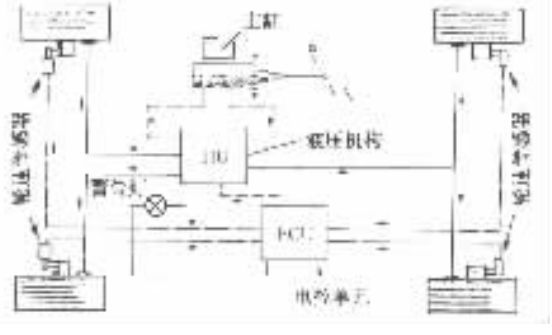


图 7－7－11　典型三通道 ABS 配置图

对于不同车型结构、ABS 售价和用户的性能要求，可以有多种多样不同配置方式。

当前市场上典型的配置方案，除上述三通道外，有以下几种典型方案：

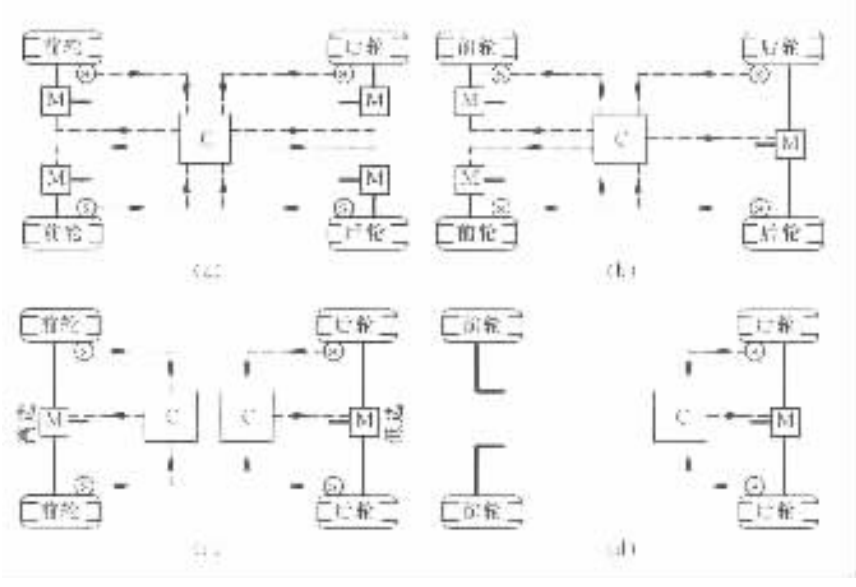


图 7－7－12 几种典型 ABS 配置方案

1)4S/4M 组成的四通道独立控制系统,如图 7－7－12(a)。此系统在各种道路条件下都能充分利用路面的附着系数,具有较高的制动效能。但在左右不同质的‘对开’路面,由于后轴侧偏力矩应限制在一定范围以内,需要进行修正控制,增加了软硬件成本,性能价格比有所降低。顺便指出,对轴距较长、整车绕垂直轴的转动惯量较大的汽车影响较小。因此,四轮独立控制一般只应用于豪华轿车。

2)4S/2M 组成的二通道控制系统,见图 7－7－12(c)。此系统一般前轴采用‘高选’,以充分利用地面制动力,缩短制动距离。后轴仍采用‘低选’,以免引起侧滑,降低稳定性。

3)2S/1M 或 1S/1M 组成的单通道系统,见图 7－7－12(d)。此系统一般只安装在后轴,在各种高、低附着系数路面上,它也能满足直线制动的稳定性。在汽车转弯制动时,由于前轮为非受控车轮,丧失转向能力,故车辆将沿弯道切线方向惯性行驶,而偏离期望的行驶路线。此系统对于后轴负荷变化大、售价较低的轻型货车,在性能价格比上具有优势。应当指出,随着电子工业的发展和 ABS 系统的大批量生产,这一优势已逐渐在降低。

第三节 ABS 部件结构、功能和组成

ABS 一般由轮速传感器(WSS)、电子控制单元(ECU)和液压执行机构(HU)三部分组成,如图 7－7－13 所示。

1. 轮速传感器和齿圈

齿圈安装于车轮或驱动轴差速器输入端,并跟随车轮或驱动轴一起转动。轮速传感器固定于制动底板或转向节支架,以间隙方式对准齿圈,它相对于车轮和驱动轴静止不动。当齿圈转动时,轮速传感器能产生正比于其转速的交流感应信号。

轮速传感器一般可分为无源磁电被动式传感器和有源霍尔主动式传感器。

(1)磁电式被动轮速传感器

此种传感器与交流发电机工作原理相似,当齿圈在永久磁铁产生的磁场中旋转时,随着齿

圈与传感器之间磁阻周期性地改变或轮速的增减，引起磁通量的周期性变化或增减，其结果在传感器线圈中正比地产生感应电压（实际使用中在较高车速时开始呈现饱和现象），故一般将此种传感器称为磁电感应式轮速传感器，亦称为被动传感器，如图 7－7－14 所示。此类传感器能在高温、低温和泥、水、冰、雪等各种恶劣环境条件下可靠工作，故得到广泛采用。且有：

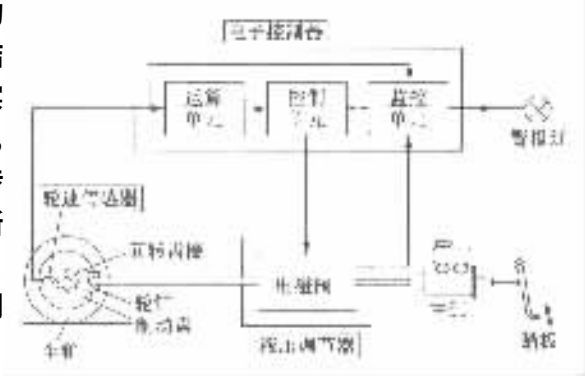


图 7－7－13　ABS 的组成

1）传感器与齿圈之间的正常工作间隙一般在 1mm 或 2mm 以内；

2）磁电感应式传感器不具备零频率响应特性，可靠工作速度一般在 10～15km/h 以上；

3）齿圈材料应采用剩磁较小的良导磁材料。Bosch ABS 系统的齿圈齿数一般取在 32～96 之间。

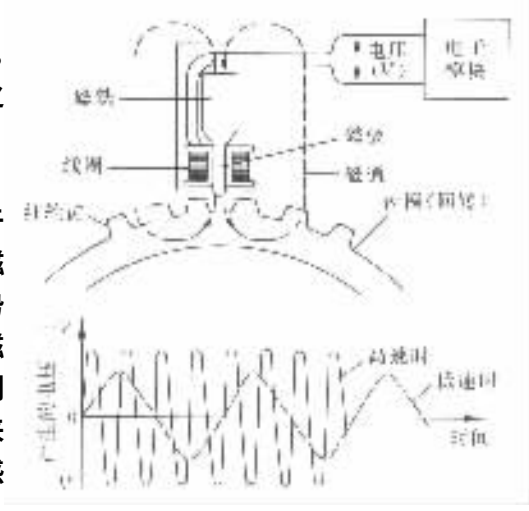


图 7－7－14　磁电被动式传感器的结构和电压输出波形

（2）霍尔效应主动式轮速传感器

当通以电流的金属或半导体元件，在垂直于元件平面的方向上施加以磁感应强度为 B 的磁场，则在垂直于电流和磁场的方向上将产生电势 U。霍尔元件即使在静止状态下，仍具有感受磁场的独特能力，因此，它的频率范围宽（从直流到微波），即具有零频率响应特性。利用这一现象来测量轮速的传感器称为霍尔效应主动式轮速传感器。其输出波形如图 7－7－15 所示。

（3）齿圈齿数的确定

轮速传感器齿圈是产生轮速控制信号的重要元件，当实际齿数与准确值的偏差超过 5% 时，就可能导致 ECU 的错误动作。因此，当 ABS 系统应用于可匹配车辆系列中某一具体车型时，应根据 ABS 产品说明中所对应的基准车轮半径 r 和基准齿数 z 确定实际齿数 z'。齿圈齿数 z' 可根据下式计算，即

$$z' = r'/\mathrm{r} \times \mathrm{z}$$

例如基准车轮半径 $r = 319\mathrm{mm}$，基准齿数 $z = 48$。如某种车型的轮胎滚动半径 $r' = 302\mathrm{mm}$，则齿数 z' 为

$$z' = 302/319 \times 48 = 45.4$$

取整为 45。

（4）轮速传感器和齿圈的安装方法与实例

轮速传感器有两种基本安装方法，径向安装和轴向安装，其实例如图 7－7－16 和图 7－7－17 所示。

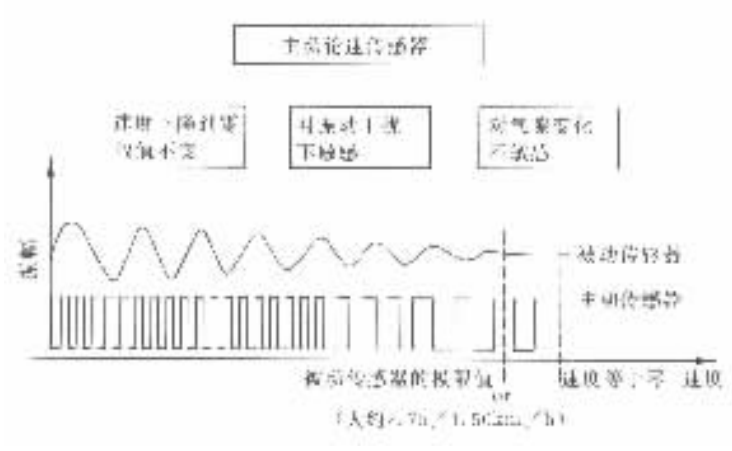


图 7－7－15 霍尔主动传感器的特性

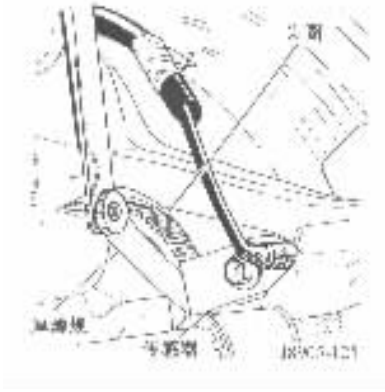


图 7－7－16 轮速传感器和齿圈的径向安装方法

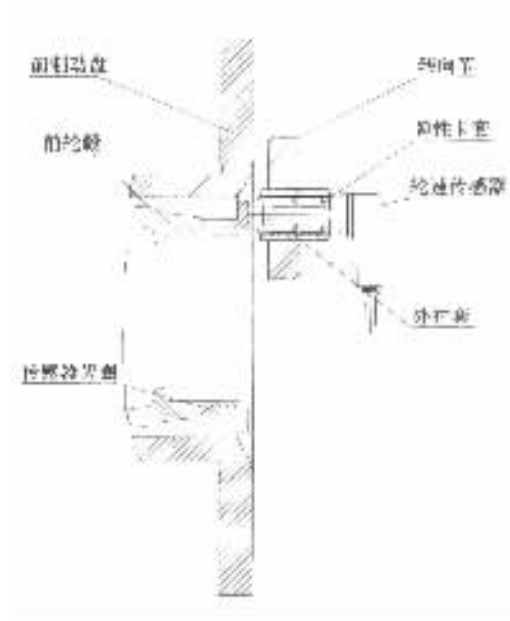


图 7－7－17 轮速传感器和齿圈的轴向安装方法

采用径向安装的某吉普车，前后轮分别为 117 齿和 51 齿，前轮间隙 0.33～0.48mm，后轮间隙 0.76～0.91mm。

采用轴向安装的某轻型客车，前后轮均采用 45 齿，间隙可调整在 1～2mm 之间。

2. ECU 电路的组成与功能

典型的 ECu 部件通常由以下电路组成，见图 7－7－18 所示。

(1) 轮速输入整形电路

由轮速传感器输入的准正弦波信号，经轮速输入电路滤波、整形和限幅后送入运算电路。每个轮速传感器需要一个通道的滤波、整形和限幅电路。

(2) 运算电路

运算电路的主要器件为微处理器芯片(CPU)。它将输入的各个轮速信号按一定算法进行

处理，以求得车体速度（参考速度 v'）、滑移率 λ 和车轮加速度 a_d。同时，它将所运算得到的结果与对应的一组设定值进行比较判断后，对电磁阀发出相应的减压、保压或升压指令。

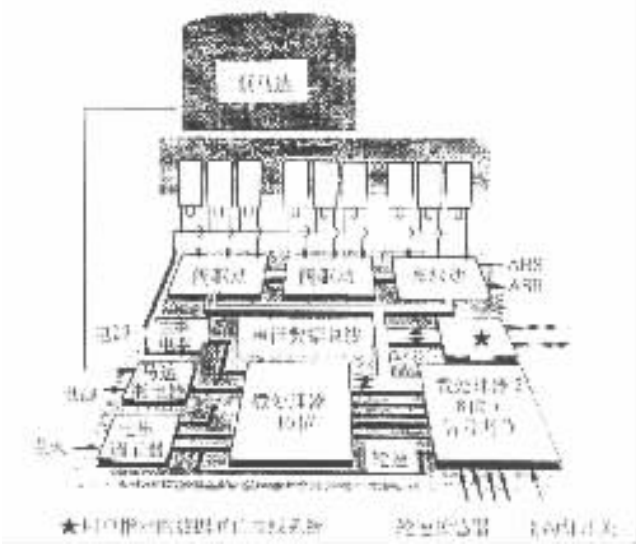


图 7－7－18　四传感器三通道 ECU 原理框图

(3) 电磁阀驱动、检测控制电路

根据控制逻辑可知，每个通道都有减压、保压或升压三种工作状态。显然，在任何工况下，都不允许同一通道的减压阀和升压阀同时打开。因此，一般在电磁阀输出电路中设置有电平检测电路。可以通过电位进行判断，确定各个阀电路工作是否按设计要求处于正常工作状态。为了从 CPU 的 I/O 口或扩展 I/O 口获得的指令能够有效地工作，还需要提供功率驱动电路来激励电磁阀，以保证电磁阀正确有效地工作。

(4) 故障自诊断电路

利用软件可以对 ECU 自身主要器件 CPU 进行主要功能检查，也可以通过 CPU 的 I/O 口或扩展 I/O 口对外围电路进行故障诊断。一般把故障以代码形式储存于内部 RAM 区，并利用报警灯的闪烁信息向驾驶员提示故障的性质。当出现不可快速排除的严重故障（如电磁阀功能性故障）时，CPU 应切断电磁阀供电电路，恢复常规制动性能。

1) 微处理器芯片（CPU）功能检查

①对 CPIJ 内部 RAM 区进行数据传送的正确性检查；

②CPU 四则运算功能检查；

③设定错误信息，让微处理器识别；

④在设计有双 CPU 线路条件下，利用各自的运算结果进行复合比较，以确保正确可靠地工作。

2) ABS 外围电路功能检查

一种实用的 ECU 外围故障检测电路，如图 7－7－19 所示。检查内容包括：

①制动液液面高度检测；

②电磁阀供电电压检测；

③驻车制动开关状态检测；

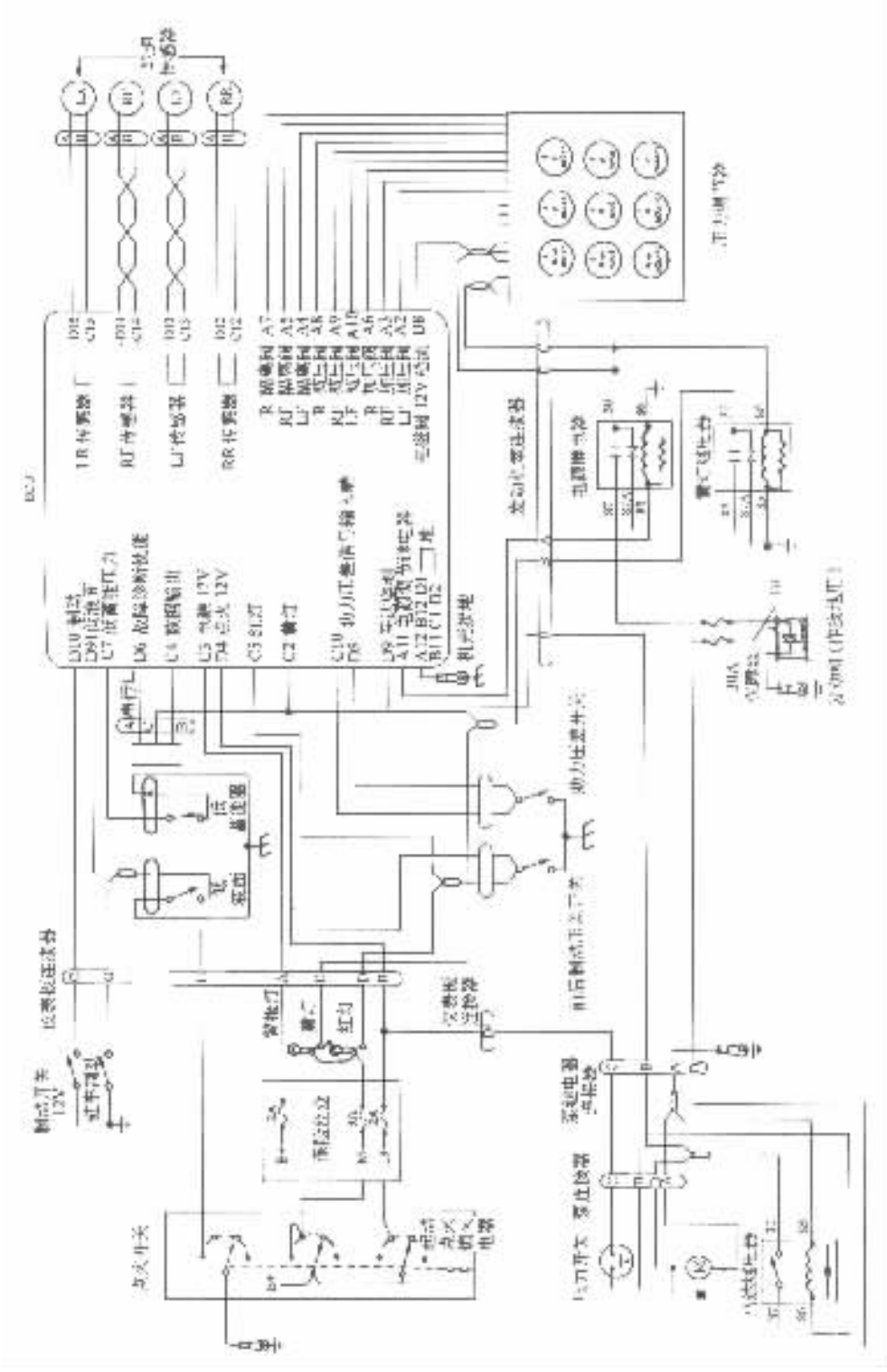


图 7－7－19 Bendix ECU 外围电路图

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

④比例阀前后压差检测；

⑤助力压差检测；

⑥蓄能器压力高低检测；

⑦电磁阀开、关动作激励检查；

⑧一定行驶速度下的轮速信号检测。

以上各个电路的故障检查，主要是通过所检测的电位高低来判断。按照 ECU 电路的设计，有的检测到低电位为故障，有的检测到高电位为故障。如图 7－7－19 中所示，当开关为断开状态时，ECU 内部电路的对应 I/O 口被拉高为高电位，电路处于正常状态，反之，开关闭合，电路接地为存在故障。应当指出，当代 ABS 系统在满足高质量条件下，为了降低成本，大大减少了外围电路的各种检测用传感器，尽可能地利用软件进行故障检测。

(5)稳压供电电路

除了 ECU 芯片必需的 5V 工作电源外，为了使 ECU 具备掉电保护故障代码的功能，除车用蓄电池供电以外，应提供一个独立的 5V 电源。电磁阀 12V 电源一般经电子开关电路(机械式或电子式继电器)由车用蓄电池直接供电。

(6)通信电路

ECU 中通常采用串行通信电路。其功能之一是，提供多 CPU 之间的信息传递和运算结果的复合校对，即所谓冗余技术。其二是，提供已储存的故障代码和故障出现的先后次序。因为，最后产生的故障一般是送来维修的原因，同时只有在全部故障一一被排除后，系统才能恢复正常。

3.ECU 器件的选用与设计

(1)CPU 型号的选择

可以根据以下几个原则来选择 CPU 的型号：

1)运算速度是否能满足实时性要求。满足实时性要求的 CPU 芯片，一般至少应采用 CPU 内部数据总线为 16 位，外部地址总线为 8 位的准 16 位机(单通道后轮控制可以采用 8 位 ECU 芯片者除外)。一般片内有 232 个寄存器参与数据传送与运算，其功能犹如一般计算机中的累加器，它既消除了只有一个累加器的‘瓶颈’效应，又能进行多字节运算，提高运算速度，给编制程序带来了方便。属于这类的芯片有 Intel 公司生产的 MCS—96 系列单片机，Motorola 公司生产的 68HC11 等。

2)是否具备足够数量的 I/O 口，用来检测与控制各个电磁阀的动作，以及提供作为故障信息的输入端口。

3)是否能提供多达 4 个或 4 个以上的高速输入口 HSI，作为轮速信号输入通道。

4)是否能提供足够数量的内部 ROM 或 EPROM，E^2PROM。实用多通道 ABS 控制软件一般在 8K 字节以上。采用 ROM 或 EPROM，E^2PROM 完全决定于开发的软件是处于商品化阶段还是处于研制开发阶段。采用 ROM 时，写入的软件是一次性固化，不可能修改。但价格便宜，一般适用于商品化阶段。EPROM，E^2PROM 中固化的软件可擦除与改写，适用于研制开发阶段。

5)随着技术发展与型号变更，软件指令应具有兼用性。

(2)ECU 部件小型化设计

随着 ABS 技术被用户广泛接受，生产厂为了使产品适应性强，即既能适用于高档豪华轿车，也能应用于中小型轿车和轻型货车。因此，集成化、小型化已成为当今著名 ABS 公司(如 Bosch、ITT Teves、Delphi/Delco 和 Kelsey－Hayes 等公司)的发展目标。集成化、小型化对于 ABS

产品来说，主要是 ECU 芯片的高集成度与液压调节机构的小型化，并把两者组合成一体。这样可以节省线束，减少 ABS 系统在汽车上的安装时间，降低了生产成本和用户的消耗。小型化的主要手段分别可以采用：

1)利用高集成度高性能芯片，减少芯片数量、缩小体积和增加可靠性。如 Bosch ABS5.3 采用新开发的微型混合电路技术，其 ECU 电路板的外形尺寸大约只有 $20cm^2$，可能是当前最小、最先进的 ECU 技术。

2)采用高集成度多 I/O 口通用 IC 芯片，例如 MCS－96 系列的 80C196KB，83C196KB 或 87C196KB 中任一种。83C196KB 内部有 8K ROM，87C196KB 内部有 8K E^2PROM，这些芯片在国内比较通用，国外 ABS 也常采用这一类芯片。

3)采用多层印刷线路板技术，可以明显减小 ECU 电路板的面积。

4)采用安装在 ECU 内的电子开关，替代机械式继电器给电磁阀供电，可进一步简化外部电路。

(3)ECU 电路板的设计

ECU 电路通常先按照电路功能要求设计出原理图，然后，由电原理图绘制成线路板。此时，原则上可采用电路 CAD 软件 PROTEL 的自动布线功能来自动排列器件和连线。但是常常为了外设接口的安排、防止模拟电路与数字电路之间信号干扰等原因，仍采用手工排列器件和布线。最后，可以应用 PROTEL 的自动检查功能，来保证布线的正确性和质量。

ECU 设计中，数模信号的相互干扰与器件安排和布线密切相关。原则上应把数字电路和模拟电路分开，自成回路，并尽可能减少在各段线路上的压降。

ECU 接口是保证可靠性的另一个关键元件，为了保证在强烈振动、潮湿等恶劣环境下可靠工作，应采用带有锁扣和防尘密封套。国外 ABS 厂商的经验证实，接口是极易产生故障的部位，因此无例外地均采用专用接口，并对线束进行专项寿命试验。

4. 液压 ABS 调节机构

(1)液压调节机构的结构方案

液压调节机构作为 ABS 的执行机械，它不但要适应各种不同工况的快速、正确控制需要，同时应符合司机和乘客的生理反应特性和司机的操作习惯。因此，一般在设计时应考虑的问题有：

1)压力调节方案，它是与控制原理和使用性能紧密联系在一起的，可以简单分为三种情形，即

两梯度控制系统，只采用减压和升压两个阶段；

三梯度控制系统，它具有减压、保压和升压三个阶段；

线性无级控制系统。

2)制动踏板反馈性能，这是指制动过程中踏板是否能维持稳定不动，还是具有脉动。

3)执行机构的体积大小和是否是一体化结构，因为它涉及安装空间和安装的方便性。

4)价格，即市场竞争能力的大小。

5)能源的供给。

(2)ABS 液压调节机构的结构组成

液压调节机构一般是在由制动主缸(总泵)MC(master cylinder)和制动轮缸(分泵)BC(brake cylinder)组成的传统制动系基础上，增加以下主要零部件，如：截止或节流环节 CE/TE(cut－off or throttle element)、蓄能器 Acc(accumulator)、马达/能源 M/E(motor/energy source)、泵 Pu(pump)

本作品为内部资料，未经授权请勿外传 www.qcxh.com 免费下载

和执行元件 AE(actuator element)等。采用以上零部件,可以按功能构成四步压力调控方案,如图 7－7－20 所示。

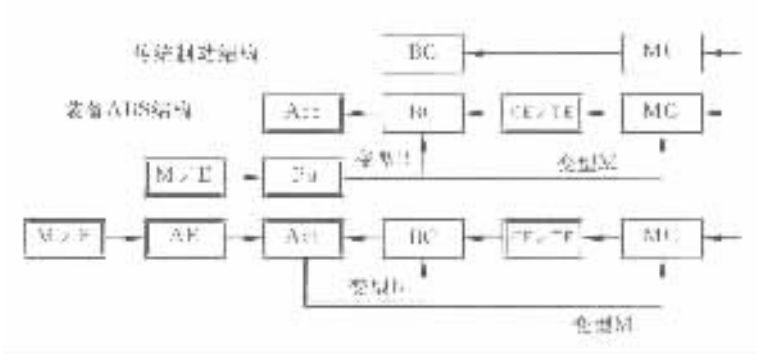


图 7－7－20　液压 ABS 结构原理框图

第一步的特征是,在制动主缸 MC 和制动轮缸 BC 管路之间连接截止或节流环节 CE/TE,以截断或限制压力的过度增长而引起的控制失常;

第二步的特征是,在制动轮缸末端接蓄能器 Acc,以调节和储存所需的压力降;

第三步的特征是,对方案一、二组成的串联管路,连接输送压力的分支管路 B 或 M;

第四步的特征是,归根到底,压力的输送必须由马达能源 M/E 和执行元件 AE 来驱动以馈送能量。

在由以上四步组成的制动压力调控方案中,实际覆盖了当今各类防抱制动系统。

(3)液压调压器

由于实用调压器型号很多,不可能一一介绍,现仅从压力油的流通路径来分为如下三类:

减压时,将分泵压力油释放至压力控制回路以外的低压储油池,再用液压泵将储油池的低压油加压后输送回制动主缸的,称再循环式调压器。

减压时,轮缸释放的压力油不再送回低压储油池,而用液压泵直接输送给制动主缸的,称循环式调压器,亦常称回流泵式调压器。

直接通过高压工作油路的容积增减来控制压力的,称可变容积式调压器。

液压调压器中,控制制动压力增减与流通的主要部件多数采用电磁阀作为截止或节流环节 CE/TE。并且,一般采用小流量的球阀式电磁阀,其结构可分为 2/2 和 3/3 两种。图 7－7－21(a)所示结构是用作加压或减压的 2/2 电磁阀。它主要由截止油路流通的钢球、球阀阀座、回位弹簧、回位弹簧座和可使油路导通的推杆、挡铁、衔铁、线圈及内外导磁体组成。当电磁阀接收到加压或减压指令后,线圈中产生的电磁力使推杆向上运动,打开球阀,使加压或减压油路导通。当控制指令结束后,球阀上部的油压和回位弹簧使球阀关闭。

1)再循环式调压器

再循环式调压器中采用 3/3 电磁阀,其示意图如图 7－7－22 所示。根据电流的大小,可将柱塞控制在三个位置,改变三个阀口之间的通路。

①常规制动过程　常规制动过程电磁阀不通电,柱塞位于下部,柱塞中心通道与制动轮缸油路直接连通,制动主缸可直接控制制动轮缸的制动压力增减,电机与泵不工作。如图 7－7－23 所示。

②减压过程　给电磁阀输入额定最大电流,柱塞位移至上部电磁阀内,制动轮缸与储油池

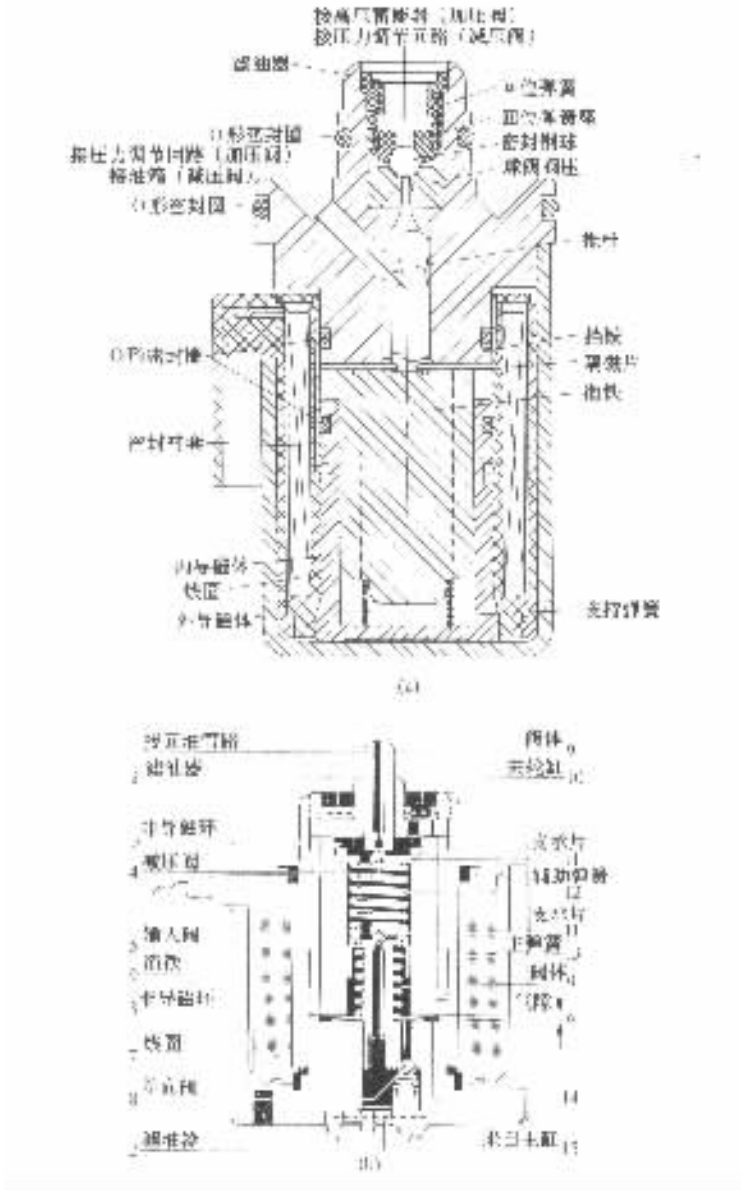


图 7－7－21 实用的 2/2 和 3/3 电磁阀结构

接通，制动液回流储油池，轮缸减压。与此同时，电机与泵启动工作，把储油池中的低压油加压后输送至制动主缸，为下一防抱增压阶段作好准备，如图 7－7－24 所示。这种再循环工作方式的作用是，把减压过程中轮缸释放的高压油送回储油池，再由液压泵增压后输送至主缸。ABS 工作过程中液压泵必须始终处于工作状态。

③保压过程　给电磁阀输入较小电流，柱塞位移至图 7－7－25 所示位置，三条油路均截断不通，制动压力维持不变。

④加压过程　电磁阀断电后，柱塞在回位弹簧的作用下，位移至初始位置，主缸和轮缸再次接通。如制动踏板上持续维持压力不变，主缸高压再次进入轮缸，轮缸压力又迅速提高，如图 7－7－26 所示。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

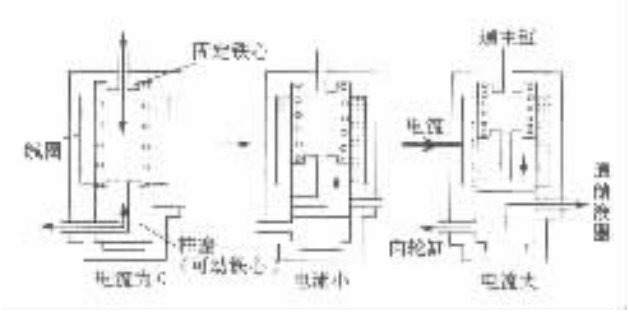


图 7－7－22　3/3 电磁阀简图

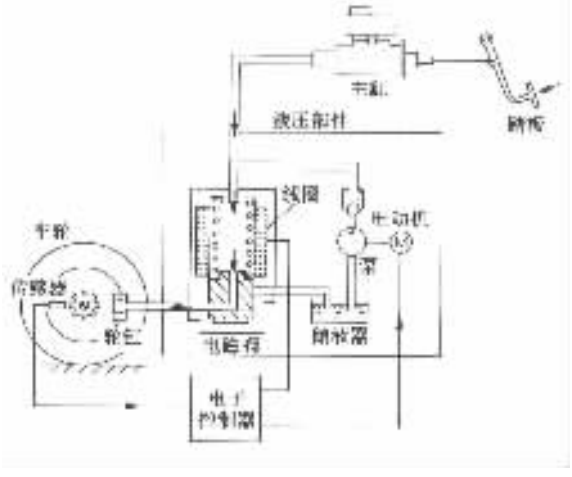


图 7－7－23　ABS 不工作(常规制动过程)

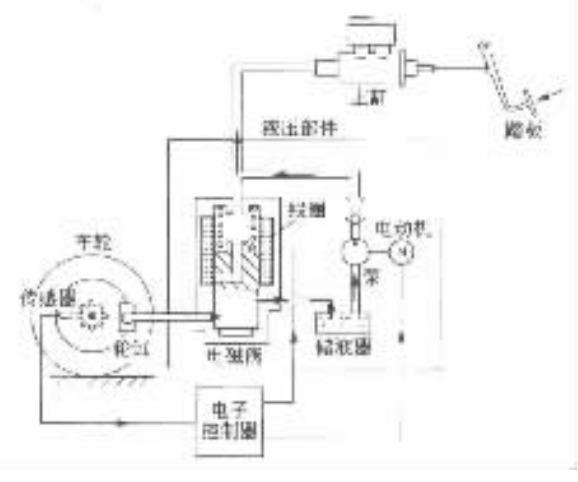


图 7－7－24　ABS 减压过程

这种再循环调压装置结构简单、灵敏,但是在液压泵工作时,高压制动液返回主缸和加压时制动液从主缸流出瞬间,制动踏板行程都会发生变动。这种踏板反应让司机知道 ABS 正在工作,是一个优点。但是,也有不少司机对踏板反应有不舒适感。因此,出现了一种能降低踏

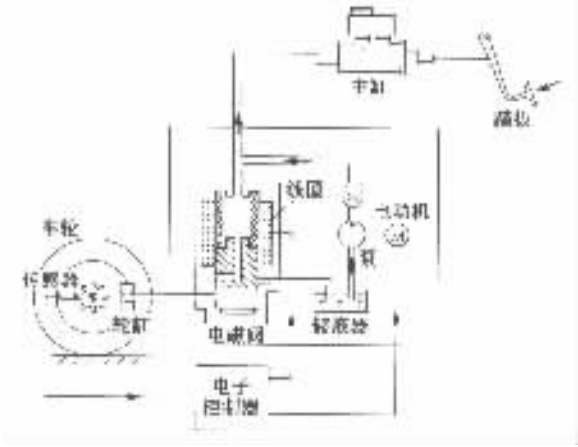


图 7－7－25 ABS 保压过程

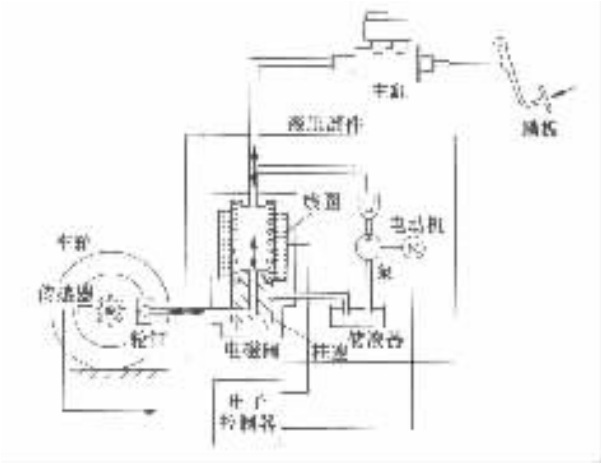


图 7－7－26 ABS 加压过程

板反应的再循环式压力调节器。

2)降低踏板反应的再循环式压力调节器(日本 ABS 公司)

其基本工作原理是,在液压泵和制动主缸之间设置单向阀和高压储能器,不让高压制动液直接进入主缸,ABS 加压过程中由储能器供给高压制动液。因此,可以抑制工作过程中产生的踏板行程变化,如图 7－7－27 所示。

3)回流泵式调压器

回流泵式调压器有两种型式,其一是采用可工作于三个位置的 3/3 电磁阀组成的方案,如图 7－7－28 所示。图示系统由轮速传感器、制动轮缸、调压器、电磁阀、蓄能器、回流泵、制动主缸及 ECU 组成。当电磁阀不通电时,回流口关闭,制动主缸与轮缸连通。踩下制动踏板后,高压制动液可直接输送至轮缸,如图 7－7－28(a)。当 ECU 发送最大激励电流的一半时,进油口和回流口都关闭,进入保压状态,如图 7－7－28(b)。当 ECU 发送最大激励电流时,电磁阀阀柱塞上移,切断进油口,打开回流口。与此同时,回流泵开始工作,制动轮缸减压,从回流口释放的制动液,一部分贮存于蓄能器,另一部分由回流泵输送回制动主缸。这种回流泵式调压

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

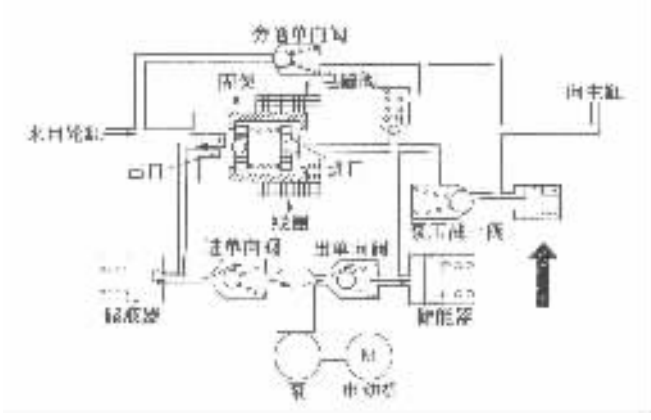


图 7－7－27　降低踏板反应的再循环式压力调压器(日本 ABS 公司)

器是由 Bosch 公司开发,并首先于 1978 年投入批量生产,应用于 ABS 2S 系统。其结构见图 7－7－21(b)。

另一种回流泵式调压器采用两个 2/2 电磁阀(不通电时,加压阀为常开阀,减压阀是常闭阀)、一个储能器和一个阻尼减振器,如图 7－7－29 所示。其基本工作原理与第一种相似,也具有减压、保压和加压三个阶段。减压时轮缸释放的制动液一部分回送储能器,另一部分由液压泵将制动液加压后回送主缸。ABS 工作时液压泵不间断工作。此系统与 3/3 电磁阀不同之处是:

①保压过程是由加压阀通电和减压阀断电截止形成的;

②主缸与液压泵之间连接有单向阀和阻尼减振器,制动踏板仍有脉动反应,但反馈的感觉比较轻微。

③2/2 电磁阀比 3/3 电磁阀的结构简单,零部件加工精度相对要求较低,降低了生产成本。

值得注意的是,此种由 Bosch 公司开发的 2/2 电磁阀所构造的回流泵式调压器,结构紧凑,工作可靠。已逐步被世界上各著名 ABS 公司采用。

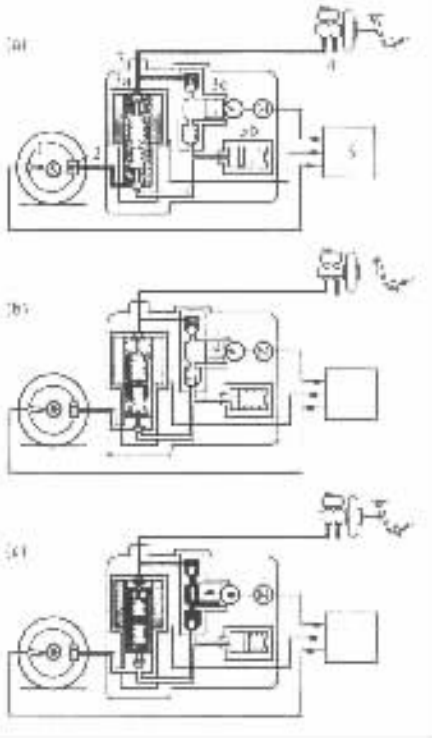


图 7－7－28　ABS 2S 采用的 3/3 电磁阀

1－轮速传感器　2－制动轮缸　3－调压阀;

3a－电磁阀　3b－蓄能器　3c－回流泵;

4－制动主缸　5－ECU

4)可变容积式调压器(Delco Motane ABS Ⅵ型)

此种调压器由连接于油路中柱塞的上下位移来调节工作容积大小,柱塞的位移由直流可逆马达经齿轮、球面螺杆螺母驱动。齿轮底部的电磁制动器和膨胀弹簧制动器可锁住柱塞于任何位置维持不动。主缸与轮缸油路中有一个电磁阀和单向阀(每个通道都只有一个)控制制动液的流通或截止。

①常规制动过程　当 ABS 不工作时,柱塞位于最上部,它的突起顶端使单向阀打开油路,电磁阀不通电为常开型,故主缸和轮缸油路畅通无阻。如图 7－7－30 所示。

②ABS 工作过程　如图 7－7－31,柱塞向下移动,单向阀关闭,电磁阀通电关闭,即实现减

压。在柱塞下移过程中持续减压，只要柱塞被电磁制动器和膨胀弹簧制动器锁定于某一位置维持不动，即实现保压。与此相反，柱塞上移为加压过程。由于压力是跟随柱塞移动而连续变化，故也称为渐进‘类比’式。

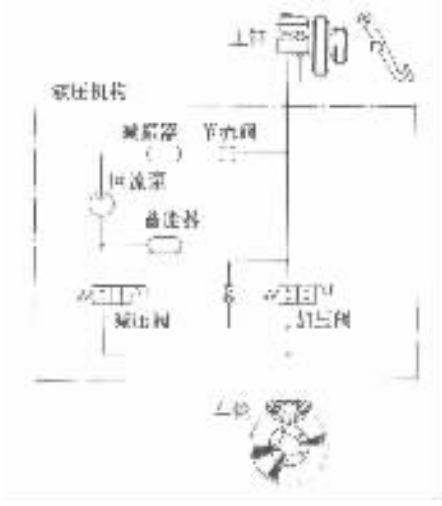


图 7－7－29 ABS 5.3 回流泵式调压器

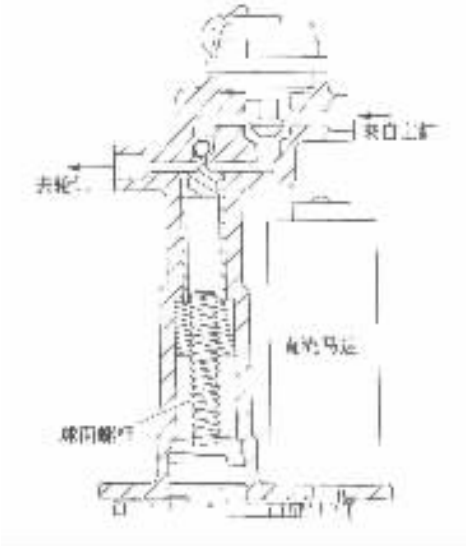


图 7－7－30 ABS 不工作

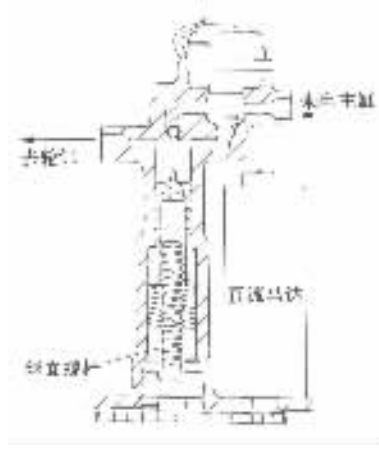


图 7－7－31 ABS 工作过程

这种调压方式有以下特点：

(a) ABS 工作时，制动主缸被电磁阀和单向阀隔离，制动踏板无脉动反应。

(b) 不需要高压泵、储能器，减少了电磁阀的数量。因此，价格较低。

(c) 由于系统中采用了马达、齿轮、球面螺杆等多个转动部件，因此启动和停止惯量都较大，给控制的灵敏性和实时性带来了不利影响。为了减少运动阻力，运动零部件要求精细加工，这也就相应增加了成本。在 Bosch ABS 5.3 和 MK 20 作为商品投入市场以前，在价格竞争中尚具有一定优势。目前与进一步简化后的回流泵系统相比，已不具有优势。因此，该公司的

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

Delco Morane ABS Ⅵ型正在改型为基于电磁阀控制的 ABS Ⅶ。

(4)对液压调节器提出的主要性能要求

1)对制动油路的控制应快捷、灵敏,一般要求具有 10～12Hz 工作频率,故通常采用小流量球阀式电磁阀,它以毫秒(5～10ms)量级的反应时间(即球阀的触动时间和运动时间之和)作开、关(ON/OFF)方式工作。

2)液压调节器应能承受较高的制动压力,具有良好的密封性和可靠性。

3)为能适用于各种大中小型车辆,当今液压调节器均采用一体化结构,不要求改变车辆原制动系主缸和助力器,具有体积小(当今最小体积约 1400mm³)、质量轻(2.7kg),安装方便的特点。

5. 气压 ABS 与其调节机构

(1)气压 ABS 的控制技术

中吨位以上载货汽车通常采用的制动系统一般有两种型式:

1)气压制动系统,它直接由气压控制制动气室的制动力。

2)气顶液制动系统,气压作为促动源,液压机械作为执行机构。

气压 ABS 的基本工作原理与液压 ABS 是类同的,同样通过加压、保压和减压完成对制动压力的控制。其控制方式可分为以下三种:独立控制(IR);修正的独立控制(IRM);低选控制(SL)。

就其工作介质和车辆的用途来说,与液压 ABS 有某些明显的不同,在控制上也存在一些特有的问题:

①就 ABS 的工作介质而言,液压 ABS 的制动液是一种不可压缩的液体,当 ABS 系统发出控制指令后,制动管路压力的下降或上升与时间之间近似具有线性的工作特性。工作时它要求制动液有高的纯度和制动零部件应具有精密的密封性,才能保证压力的正确有效控制。气压 ABS 的介质直接取自大气,可压缩性大,呈现指数函数的工作特性。因此,两者有不同的频响特性和滞迟特性。液压 ABS 调节器的固有频率一般可以达到 10～12Hz,而气压 ABS 一般仅能达到 3～5Hz。气压升、降的指数特性,也使实时控制增加了困难。

②车轮及其驱动系统的惯量大,不易实现精细的控制。

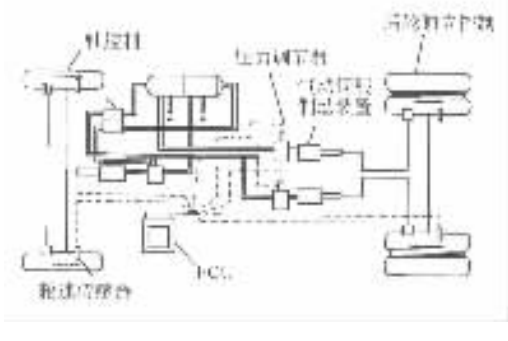


图 7－7－32　Bendix 4S/3M 配置

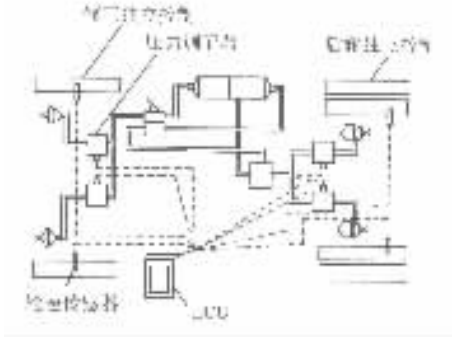


图 7－7－33　WABCO 4S/4M 配置

③除通常的两轴四轮汽车外,有多种变形,例如可以连接半挂车、挂车等三轴、多轴汽车和汽车列车,需要控制的车轴多。因此,ABS 的配置除有 4 传感器 3 调节器 4S/3M(如图 7－7－32)或 4 传感器 4 调节器 4S/4M(如图 7－7－33)外,还有 6S/6M(如图 7－7－34)和 6S/3M,6S/

4M 等等。此时，为了保证控制性能的协调一致，技术的复杂性和难度将进一步增加。图 7－7－32 为采用 4S/3M 配置的气液制动 ABS，前轴为低选轴控制、后轮为独立控制的三通道系统。

图 7－7－33 为采用 4S/4M 配置的气制动 ABS。前轮为修正的独立控制，后轮为独立控制。图 7－7－34 为适用于三轴汽车的 6S/6M 配置。

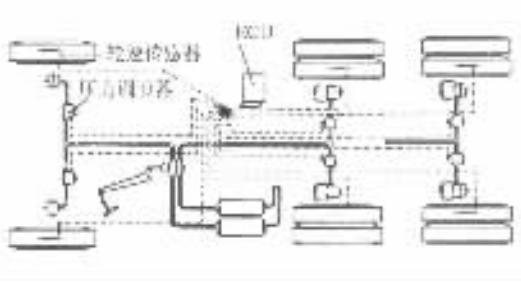


图 7－7－34 WABCO 6S/6M 配置

克服以上困难的技术措施有：

作为对问题①和②的对策节吸排气孔流量的控制阀（如图 7－7－35 所示）来避免气压急剧上升，以实现 ABS 控制逻辑中 $t_2 \sim t_3$ 时刻的控制，见图 7－7－36。此吸排气孔流量的选择应不影响常规制动的性能，但能抑制超过需要的吸排气量。使汽车的减速度及加速度维持在一定范

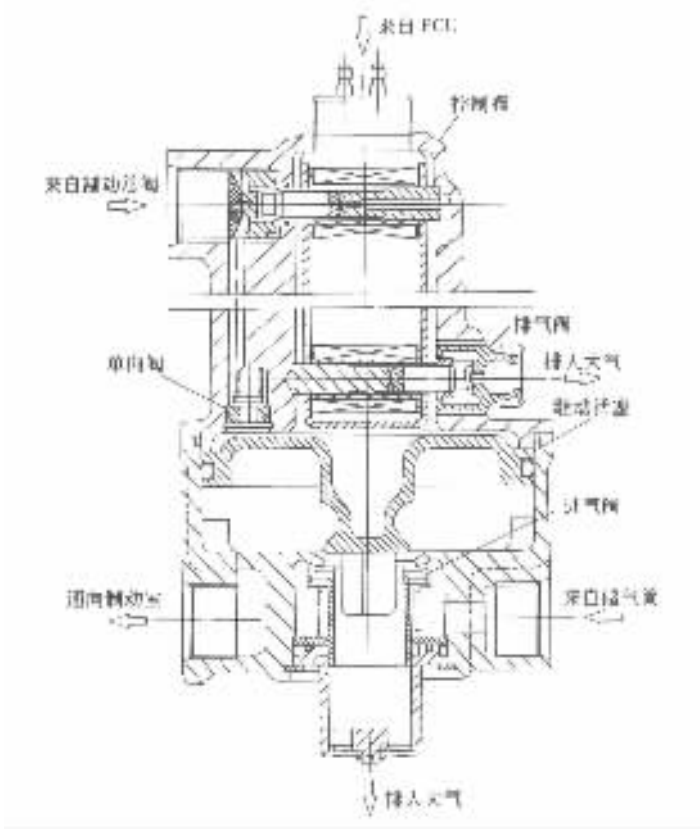


图 7－7－35 可调节吸排气的 Bendix 调节器

围内，ABS 工作时，其吸排气量仍能使 ABS 充分发挥性能。

对问题③，应注意挂车与牵引车的转折和挂车的摇摆现象，因此，在挂车或牵引车上需要分别安装 ABS，并应注意控制的协调性。

(2)空气压力调节器

空气压力调节器可分为：

1)气压制动系统用调节器，它适用于公共汽车、牵引车等车辆。其中有：

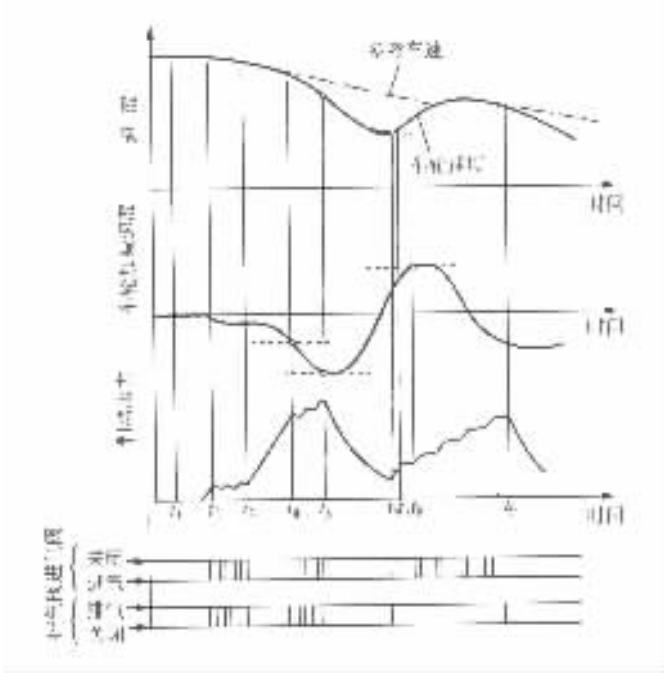


图 7－7－36　实现调节吸排气的控制逻辑

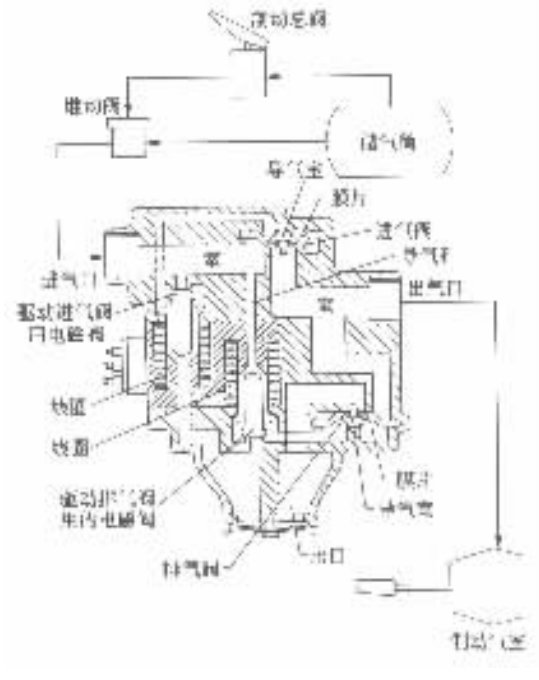


图 7－7－37　直接控制式压力调节器

①直接控制式这种调节器一般是设置在继动阀或快放阀与制动气室之间，直接控制制动气室的输入气压，其结构如图 7－7－37 所示。该调节器由膜片式进气隔离阀、膜片式排气阀和电磁阀组成。膜片式进气隔离阀用来控制从继动阀进入的气流，膜片式排气阀用来释放制

动气室的气压，电磁阀用来控制各膜片阀的背压。电磁阀的控制状态如表 7－7－1 所示。

②间接控制式间接控制式调节器如图 7－7－35 所示，在继动阀的继动活塞上部设有两个电磁阀，用来控制辅助管路的气压，间接地控制输向制动气室的气压。间接控制式继动阀的通路容积比直接控制式大得多，用一个电磁阀最多可控制四个制动气室，在挂车上应用较多。

表 7－7－1 电磁阀的控制状态

	电磁阀①(隔离阀)	电磁阀②(排气阀)
加压过程	关	关
保压过程	开	关
减压过程	开	开

2)用空气液压助力器的输出液压控制调节器

这种型式以空气作为介质，利用两个电磁阀控制空气压力，从而控制了空气液压助力器的输出液压。所采用的调节器与气压调节器基本上是同一种形式。这种调节器也叫做 ABS 转换器，如图 7－7－38 所示。ABS 转换器由液压缸、气压缸和控制气压的电磁阀组成一体。通过改变气压缸压力使液压缸容积变化，来改变轮缸的制动压力，亦就是可变容积式控制方式。气压缸的进、排气是由两个电磁阀来控制的。气压缸预先充入空气是为了提高气压缸动作的灵敏性，减少空气消耗，这是一种有效方法。

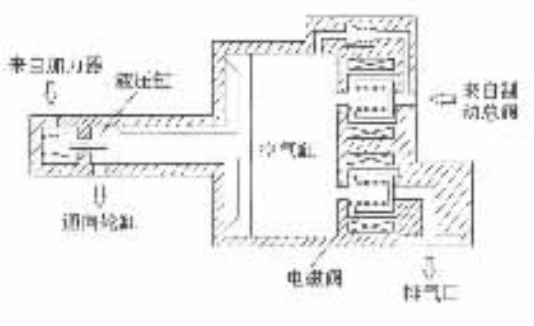


图 7－7－38 ABS 转换器

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载